



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

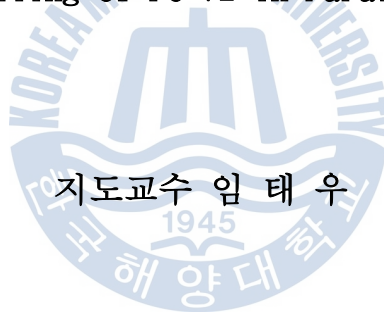
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

병렬 마이크로 채널에서 FC-72의 2상 유동 비등 열전달 및 압력강하에 관한 연구

A Study on the Heat Transfer and Pressure Drop for
Two-phase Flow Boiling of FC-72 in Parallel Micro-channels



지도교수 임 태 우

2015년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

최 용 석

본 논문을 최용석의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장 김 유 택 (인)

위 원 강 호 근 (인)

위 원 최 재 혁 (인)

위 원 정 석 호 (인)

위 원 임 태 우 (인)

2014년 12월 18일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iv
List of Figures	v
Nomenclature	viii
Abstract	xi

1. 서 론

1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 연구내용	5

2. 선행 연구 및 기본 이론

2.1 유동분배	6
2.2 2상 유동 압력강하	10
2.2.1 균질 모델(Homogeneous model)	10
2.2.2 분리류 모델(Separated flow model)	12
2.3 2상 유동 비등 열전달	19

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치	28
3.2 실험 방법	34
3.3 데이터 처리	35

4. 병렬 마이크로 채널의 설계 및 수치해석	
4.1 개요	38
4.2 수치해석	39
4.3 요약	59
5. 2상 유동 압력강하	
5.1 개요	60
5.2 압력강하 특성	61
5.3 새로운 마찰 압력강하 예측 상관식	74
5.4 요약	83
6. 2상 유동 비등 열전달 특성	
6.1 개요	85
6.2 열전달 특성	87
6.3 새로운 열전달 계수 예측 상관식	95
6.4 요약	106
7. 결 론	108
참고문헌	111

List of Tables

Table 1	Specifications of test section	31
Table 2	Specifications of experimental equipments	33
Table 3	Experimental conditions	34
Table 4	Operating and boundary conditions for CFD	40
Table 5	Properties of FC-72	53
Table 6	Mean absolute error for frictional pressure drop	62
Table 7	Mean absolute error for heat transfer coefficient	90



List of Figures

Fig. 1 Turbine blade with cooling holes for film cooling	2
Fig. 2 Micro structured plate with (1) inlet tube, (2) inlet chamber, (3) channel, (4) outlet chamber and (5) outlet tube	7
Fig. 3 Shape optimization of outlet manifold	8
Fig. 4 Geometric configurations of micro-channel heat sink	9
Fig. 5 Qu and Mudawar's annular flow model	15
Fig. 6 Schematics of flow regimes	20
Fig. 7 Schematic of experimental setup	29
Fig. 8 Photograph of micro-channel on copper block taken by microscope	31
Fig. 9 Schematics of test section	32
Fig. 10 Geometry of micro-channels with manifolds	40
Fig. 11 Variation of dimensionless velocity with channel length and mass flux	42
Fig. 12 Pressure distributions at longitudinal section of parallel micro-channels	46
Fig. 13 Velocity distributions at longitudinal section of parallel micro-channels	50
Fig. 14 Comparison between experimental data and CFD data of pressure drop	54
Fig. 15 Comparison between experimental data and CFD data of friction factor	54
Fig. 16 Pressure distribution at longitudinal section of parallel micro-channels	56

List of Figures

Fig. 17 Velocity distribution at longitudinal section of manifolds	57
Fig. 18 Variation of total pressure drop with respect to vapor quality	63
Fig. 19 Variation of frictional pressure drop with respect to vapor quality	63
Fig. 20 Comparison of measured frictional pressure drop with predictions by existing correlations	65
Fig. 21 Comparison between predicted and measured frictional pressure drop	69
Fig. 22 Variation of two-phase friction multiplier with respect to vapor quality	75
Fig. 23 Variation of Martinelli parameter with respect to vapor quality ·	75
Fig. 24 Variation of two-phase friction multiplier with respect to Martine- lli parameter	76
Fig. 25 Comparison between predicted and measured frictional pressure drop with respect to vapor quality	78
Fig. 26 Comparison of predicted by new correlation and measured fricti- onal pressure drop	82
Fig. 27 Variation of heat transfer coefficient with respect to vapor quality at constant inlet temperature	89
Fig. 28 Variation of heat transfer coefficient with respect to vapor quality at constant heat flux	89

List of Figures

Fig. 29	Comparison of measured heat transfer coefficient with predictions by existing correlations	91
Fig. 30	New correlation for predicting heat transfer coefficient considering heat transfer mechanisms	95
Fig. 31	Variation of boiling number with respect to vapor quality	98
Fig. 32	Variation of measured Nusselt number with respect to vapor quality	98
Fig. 33	Variation of convection number with respect to vapor quality	99
Fig. 34	Variation of measured Nusselt number with respect to vapor quality	99
Fig. 35	Comparison between predicted and measured heat transfer coefficient with respect to vapor quality	101
Fig. 36	Comparison of predicted by new correlation and measured heat transfer coefficient	105

Nomenclature

A_c	cross-sectional area	[m ²]
A_p	manifold cross-sectional area	[m ²]
Bd	Bond number, $Bd = (\rho_l - \rho_v)gD_h^2/\sigma$	
Bo	Boiling number, $Bo = q''/Gh_{lv}$	
Co	Convection number, $Co = [(1-x)/x]^{0.8}[\rho_v/\rho_l]^{0.5}$	
C	Chisholm parameter	
c_p	specific heat capacity at a constant pressure	[J/kgK]
D_h	hydraulic diameter	[m]
E	empirical coefficient	
F	empirical coefficient	[-]
	heated area(chapter 3)	[m ²]
Fr	Froude number, $Fr = G^2/\rho^2gD_h$	
f	Fanning frictional factor	
f_{app}	apparent friction factor for developing flow	
G	mass flux	[kg/m ² s]
H	height	[m]
h_{lv}	latent heat of vaporization	[J/kgK]
I	current	[A]
K_{90}	loss coefficient at a 90° bend	
K_c	contraction loss coefficient due to an area change	
K_e	expansion loss coefficient due to an area change	
$K(x)$	Hagenbach's factor	
k	thermal conductivity	[W/mK]
L	length	[m]
\dot{m}	mass flow rate	[kg/s]
N	empirical coefficient	
	number of channel(chapter 3,4)	
N_{conf}	confinement number, $N_{conf} = \sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_v)}/D_h$	
Nu	Nusselt number, $Nu = hD_h/k$	
P	pressure	[Pa]
P_{crit}	critical pressure	[Pa]
P_F	wetted perimeter of channel	[m]
P_H	heated perimeter of channel	[m]

P_R	reduced pressure, $P_R = P/P_{crit}$	
Pr	Prandtl number, $Pr = \mu c_p/k$	
q''	heat flux	[W/m ²]
Re	Reynolds number, $Re = GD_h/\mu$	
Re_l	superficial liquid Reynolds number, $Re_l = G(1-x)D_h/\mu_l$	
Re_{lo}	liquid-only Reynolds number, $Re_l = GD_h/\mu_l$	
Re_v	superficial vapor Reynolds number, $Re_v = GxD_h/\mu_v$	
Re_{go}	vapor-only Reynolds number, $Re_v = GD_h/\mu_v$	
S	empirical coefficient	
Su	Suratman number, $Su = \rho\sigma D_h/\mu^2$	
T	temperature	[K]
t_b	thickness of copper block	[m]
u_m	mean flow velocity	[m/s]
V	voltage	[V]
	dimensionless velocity(chapter 4)	[-]
W	Width	[m]
w	uncertainty	
We	Weber number, $We = G^2 D_h/\rho\sigma$	
X	Lockahrt-Martinelli parameter	
x	thermodynamic equilibrium quality	
z	stream-wise coordinate	[m]

Greek symbols

α	void fraction	
β	channel aspect ratio($\beta \leq 1$)	
Γ_d	deposition mass transfer rate per unit channel length	
Γ_{fg}	evaporation mass transfer rate per unit channel length	
ϵ	emissivity	
μ	viscosity	
ρ	density	
σ	surface tension	[N/m]
	Stefan-Boltzmann constant(chapter 3)	[W/m ² K ⁴]
ϕ	two-phase friction multiplier	

Subscripts

3	based on three-sided heat transfer in rectangular channel
4	based on four-sided heat transfer in rectangular channel
<i>a</i>	air
<i>acc</i>	accelerational
<i>ave</i>	average
<i>cb</i>	forced convective boiling
<i>ch</i>	channel
<i>exp</i>	experimental
<i>f</i>	frictional
<i>grav</i>	gravitational
<i>in</i>	inlet
<i>l</i>	liquid phase
<i>lo</i>	liquid only
<i>nb</i>	nucleate boiling
<i>pred</i>	predicted
<i>v</i>	vapor phase
<i>vo</i>	vapor only
<i>sat</i>	saturation
<i>sp</i>	single-phase
<i>tp</i>	two-phase
<i>tt</i>	turbulent liquid-turbulent vapor
<i>tv</i>	turbulent liquid-laminar vapor
<i>vt</i>	laminar liquid-turbulent vapor
<i>vv</i>	laminar liquid-laminar vapor
<i>w</i>	wall

A Study on the Heat Transfer and Pressure Drop for Two-phase Flow Boiling of FC-72 in Micro-channels

Choi, Yong Seok

Department of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

With the development of electronic equipment industry, the systems and components are pursuing high-performance and high-efficiency, and the size of system is gradually downsizing as well. Furthermore, the development of technology that can efficiently eliminate the heat generated inside a miniature system is demanded. Thermal and fluidic characteristics in micro-channels used by heat sink have been proved by many experimental studies and can be applied to various areas.

This study analyzed the characteristics on heat transfer and pressure drop of FC-72 in parallel micro-channels through an experimental study. Parallel micro-channel is 450 μ m in width, 200 μ m in depth, 60mm in length, and has 15 channels.

Before the experiment, the shape of the manifold, length of the channel and the flow field based on inlet condition are analyzed using CFD. The parallel micro-channel to be used in the experiment was designed

based on the analysis results. The experiment is conducted at the mass flux of 100.3-408.5 kg/m²s and heat flux of 3.2-49.0 kW/m² and the vapor quality at this time is within the range of 0.00-0.96.

The total pressure drop in the channel is expressed as the sum of frictional pressure drop and the accelerational pressure drop. Since the frictional pressure drop is considerably larger than accelerational pressure drop in most cases, it is essential to precisely calculate the frictional pressure drop in order to predict the total pressure drop. Frictional pressure drop is usually calculated by using the homogeneous model and the separated flow model, the frictional pressure drop obtained from the experiment is compared to those calculated by the homogeneous model and the separated flow model. In order to accurately predict the frictional pressure drop, this study expresses the two-phase friction multiplier as the function for Reynolds number, Weber number, and Martinelli parameter to develop a new correlation that considers the inertial force, viscous force, and surface tension of fluid. The new correlation predicts well the frictional pressure drop obtained in this study within 5.5% MAE.

The flow boiling heat transfer in the channel is known to occur by nucleate boiling and forced convective boiling. In the region where nucleate boiling dominates the flow, heat transfer usually occurs from the creation and breakaway of bubbles, and the flow pattern in such a region indicates mainly bubbly and slug flow. Also, the heat transfer coefficient normally depends on the heat flux, but is not affected too much by mass flux and vapor quality. In contrast, in the region where the forced convective boiling dominates, most of the flow pattern is annular flow, and the heat transfer usually occurs through the evaporation of the thin liquid film around the heating surface. The heat transfer coefficient usually depends on the mass flux and vapor quality in this region, and is nearly unrelated to the heat flux. The heat transfer mechanism in micro-channel is being reported differently by researchers.

According to the result of this experiment, in the region of lower vapor quality, nucleate boiling plays a role as the main mechanism of heat transfer. The influence of nucleate boiling gradually decreases as the vapor quality increases. As the effects of forced convective boiling gradually increases, nucleate boiling and forced convective boiling occur compositively. Based on such a mechanism of heat transfer, a new correlation to predict heat transfer coefficient is developed. A new correlation obtained in this study considers the effects of both nucleate boiling and forced convective boiling, and predicts the result within 4.6% MAE.

KEY WORDS: FC-72; Flow distribution 유동 분배; Heat transfer coefficient 열전달 계수; Micro-channels 마이크로 채널; Pressure drop 압력강하.



제 1 장 서 론

1.1 연구배경 및 목적

마이크로 채널을 이용한 히트싱크(heat sink)에 관한 연구는 Tuckerman and Pease(1981)가 초고 집적회로(VLSI ; Very Large Scale Integrated Circuit)의 냉각 성능 향상을 위해 마이크로 채널에서의 뛰어난 열전달 특성을 적용할 것을 제안한 이후 활발히 진행되어왔다. 주로 MEMS(Micro Electro Mechanical Systems)에 적용함으로써 전기·전자 분야에서 발생하는 발열을 효과적으로 제거하기 위한 목적으로 사용되고 있다.

마이크로 채널(micro channel)은 흔히 채널의 수력직경이 10-1,000 μm 범위에 있는 채널을 의미하지만(Klein, et al., 2005; Hetsroni, et al., 2006), 연구자들마다 다른 기준을 제시하고 있다. Mehendale, et al.(2000)과 Kandlikar(2002)는 수력직경에 따라서 채널의 형태를 구분하였으며, Kew and Cornwell(1997)은 기포의 직경에 의한 구분 방법을 제안하였다. 또한 Wei and Wu(2010a)는 무차원수인 boiling number와 Reynolds number에 의한 구분 방법을 제시하였으나, 계산 및 측정상의 오차로 인해 자주 활용되지 않고 있다. 기존의 선행 연구 및 참고문헌들을 정리한 결과 본 연구에서는 수력직경 10-1,000 μm 범위에 있는 채널을 마이크로 채널로 지칭하였다.

전기·전자 외 다양한 분야에서도 마이크로 채널을 적용한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 특히 가스 터빈 분야에서는 1970년대부터 본격적으로 출력을 향상시키는 반면에 연료 소모량을 줄이기 위한 많은 시도가 있었다. 높은 터빈의 입구온도는 출력향상에 중요한 요소이지만, 재질 선정의 문제와 잦은 정비 주기 및 수명 단축 문제를 초래하였다. 결국 터빈의 입구 온도를 높이기 위해서는 새로운 재질의 선정과 더불어 터빈 블레이드의 냉각 기술이 요구되었다

(Moustapha, 2003). 얇은 터빈의 블레이드 내부에 좁은 냉각 유로를 형성하였으며, 1970~1980년대에는 수랭식 터빈 냉각에 관한 많은 연구가 이루어졌다(NASA, 1978). 최근에는 Fig. 1과 같이 블레이드 내부의 유로에 낮은 온도의 기체를 주입하여 냉각하는 방식이 주로 사용되고 있으며, 현재까지도 높은 냉각 효율을 얻기 위한 연구가 진행되고 있다(Facchini, 2000; Park, 2014).

로켓 엔진은 추진체를 고속으로 분사하여 추진력을 얻는 기관으로서 대부분의 로켓 엔진은 액체 연료를 연소실 내부에서 연소하여 얻어진 고온·고압의 기체를 추진체로 사용한다. 추력을 결정하는 것이 로켓 엔진에서 가장 중요한 요소이지만, 로켓 엔진의 적절한 수명을 보장하고 열부하에 의한 파손을 방지하기 위해서는 고온·고압에 노출된 연소실과 노즐 케이싱의 효과적인 냉각 또한 필수적으로 고려해야 할 사항이다. 또한 케이싱 내부의 냉각 채널에서 냉매의 유동에 따라서 발생하는 압력강하 역시 냉각 시스템의 용량을 결정 짓기 위한 중요한 요소로 취급된다(Marchi, et al., 2004). 이를 위한 한가지 방안으로서 NASA(1998)는 높은 중형비를 가지는 냉각 채널의 적용에 대해 연구하였다.

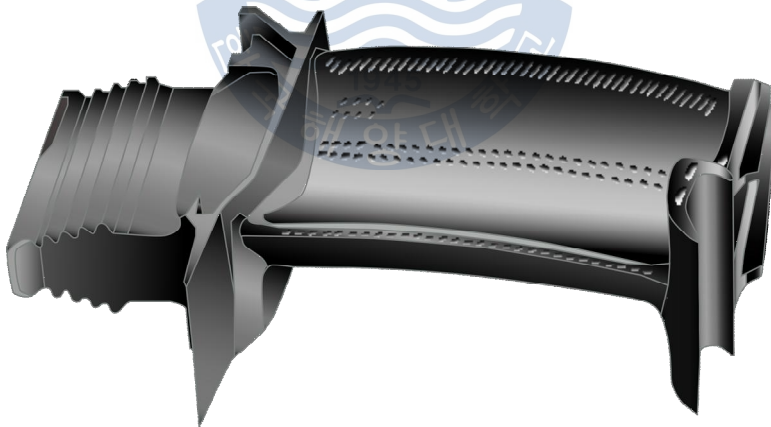


Fig. 1 Turbine blade with cooling holes for film cooling (source: http://en.wikipedia.org/wiki/Turbine_blade)

궁극적인 미래 에너지원으로 평가받는 수소 에너지는 지구표면에 광범위하게 산재되어 있는 물로부터 대량생산이 가능하며, 단위 질량당 높은 에너지를 낼

수 있으며, 산화 시 물이 생성되어 사용에 따른 오염물질의 배출이 거의 없다. 하지만 현재까지도 실용적으로 수소 에너지를 상용화하기 어려운 이유 중에 하나는 수소의 저장 및 수송 기술의 한계에 직면한 까닭이다. 액체 수소를 이용하는 방법은 수소를 극저온(약 20K, 1atm)에서 액화시켜 단열용기에 저장하는 방법과 금속수소화물을 이용하는 방법이 있다. 수소는 Ti, Cr, Mn 등과 같은 금속과 화학반응에 의해 수소를 머금은 상태의 화합물인 금속수소화물을 생성한다. 하지만 금속수소화물에 의한 저장시스템에서 수소를 공급하여 저장 시 엄청난 양의 열을 방출하는 것으로 알려져 있다(강병하와 김서영, 2001; 노순영 등, 2008). Visaria, et al.(2011a, 2011b)은 고압 금속수소화물을 이용한 저장 시스템에서 발생하는 열을 효과적으로 제거 할 수 있도록 마이크로 열교환기를 설계하여 수치해석과 실험적인 연구를 통하여 유효성을 입증하였다.

마이크로 채널은 우주 공학 방면에서도 활용 가능성이 높다. 일반적으로 유체의 열·유동에서 부력은 주로 체적력에 의해 발생된다. 다상 유동(multi-phase flow)에서 상(phase)간 밀도차가 큰 경우에 부력은 열·유동 메커니즘의 중요한 요소가 된다. 극미 중력 하에서 감소된 부력의 영향을 고려하여 2상 유동을 예측하고, 나아가서는 감소된 중력과 부력의 영향을 받지 않는 열·유체 관리 시스템을 개발하는 것이 우주 공학의 한 과제라고 할 수 있다. Lee, et al.(2014a, 2014b)은 체적력의 영향을 무시할 수 있을 정도로 유체의 속도를 증가 시키는 방안에 대해 연구하였다. 채널 내부 유동에서 일정한 유량이 공급되어도 수력직경이 줄어들면 유체의 속도는 증가하게 되는데, 이러한 마이크로 채널의 특성에 대한 적용성을 검토하였다.

2상 유동 비등을 히트 싱크에 적용할 경우 냉매의 잠열을 사용함으로써 단상(single phase) 유동에 비해서 높은 열전달 계수를 가지는데 이것은 동일한 열을 소산시키기 위해 단상 유동에 비해 소량의 유량을 필요로 한다는 것을 의미하며, 이로써 냉각 시스템의 전체 부피를 줄일 수 있다. 또한 열을 소산시키기 위해서 냉매가 흡수하는 열은 대부분 상변화를 위한 잠열에 사용되므로 시스템 내부의 온도 분포는 냉매의 포화온도 부근에서 비교적 일정하게 유지된다는 장점이 있다(Mudawar, 2011).

이처럼 광범위한 분야에서 마이크로 채널을 이용한 히트싱크가 이용되고 있

다. 하지만 마이크로 채널에서의 유동은 매크로(macro) 채널에서의 유동과는 분명히 다른 거동을 보이는 것이 많은 연구들에 의해서 보고되었으며, 이에 마이크로 채널에서의 열·유동 메커니즘을 밝혀내기 위해서 현재까지도 많은 연구들이 진행되고 있다(Qu and Mudawar, 2003a, 2003b; Thome, 2004; Kandlikar, 2004; Revellin, 2007; Mishan, et al, 2007; Mudawar, 2011). 하지만 연구자들마다 주요 열·유동 메커니즘을 서로 다르게 분석하고 있으며, 이에 따라 최근의 연구(Lee and Mudawar, 2005a, 2005b; Kim and Mudawar, 2013a, 2013b, 2013c)들은 연구자들마다 열·유동 메커니즘이 다르게 나타나는 것은 실험조건, 채널의 형상과 크기, 작동유체의 선정 등에서 차이가 발생한다고 보고하고 있다. 마이크로 채널의 이점을 보다 극대화 시켜 각 산업에 적용하기 위해서는 마이크로 열·유체 시스템 설계에 필요한 여러 특성들을 현재까지의 연구들을 기반으로 더욱 정확하게 파악하고 예측하는 기법의 개발이 필요하다.

특히 마이크로 채널을 이용한 냉각 시스템을 설계할 경우 펌프의 소요 동력 및 용량을 결정하기 위해서 압력강하 특성을 예측하는 것이 선행되어야 하며, 또한 이러한 냉각 시스템에 효율적으로 적용하기 위해서 비등 열전달 메커니즘을 파악하여 높은 열전달 계수가 나타나는 영역을 확인할 필요가 있다. 따라서 본 연구는 실제 전기·전자 분야의 냉각 시스템의 냉매로서 활용도가 높은 작동유체인 FC-72의 2상 유동 비등 열전달 및 압력강하 특성을 분석하여, 마이크로 채널을 이용하는 냉각 시스템을 설계 시 필수 자료인 압력강하와 열전달 계수를 예측하는 상관식을 제안하는데 그 목적이 있다.

1.2 연구내용

본 연구에서는 마이크로 채널에서의 2상 유동 비등 특성을 분석하여 압력강하와 열전달 계수를 예측하는 새로운 상관식을 제안하고자 한다. 본 연구에서 사용한 작동유체인 FC-72(Perfluorohexane, C_6F_{14})는 낮은 유전율을 가지며 대기압에서의 비등점이 56°C 이므로, 고온에 취약한 전자 장비의 냉각 시스템의 냉매로써 주로 사용되고 있다. 또한, FC-72는 불연성 및 무독성 냉매로서 열적·화학적으로 안정하다는 장점을 가진다.

2장에서는 현재까지 진행되어 온 마이크로 채널에 관한 주요 연구들을 소개하고, 매크로 채널과 미니/마이크로 채널에서 개발된 기존의 압력강하 예측 및 열전달 계수 예측을 위한 상관식 및 배경 이론을 정리하였다.

3장에서는 본 연구에서 사용한 주요 실험 장치들의 사양과 실험 방법에 대하여 기술하였다.

4장에서는 CFD(Computational Fluid Dynamics) 수치해석을 이용하여 병렬 마이크로 채널에서의 균일한 유동 분배를 위한 매니폴드를 포함한 시험부의 설계 및 분석을 실시하였으며, 단상 유동 시 압력강하 실험을 통해 수치해석의 타당성을 검증하였다.

5장에서는 실험에서 얻어진 데이터를 분석하여 압력강하 특성을 파악하였으며, 기존의 압력강하 상관식들과 비교하였다. 그 결과를 바탕으로 Reynolds number, Weber number 그리고 Martinelli 변수를 이용한 새로운 상관식을 제시하였다.

6장에서는 마이크로 채널에서 비등 시 주요 열전달 메커니즘을 분석하였으며, 5장에서와 같이 실험에서 얻어진 열전달 계수를 기존의 열전달 계수 상관식과 비교하였다. 그 결과를 바탕으로 비등 열전달 메커니즘을 기반으로 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소를 고려한 새로운 상관식을 제시하였다.

제 2 장 선행 연구 및 기본 이론

2.1 유동 분배

광범위한 분야에서 실제로 적용되고 있는 마이크로 채널 열교환기의 형태는 다수의 채널이 병렬로 연결되어 있다. 유동의 입·출구에 위치한 매니폴드(manifold)의 구조와 형상에 따라서 채널 내부 유동에서 변화가 발생한다. 또한 채널 간 불균일한 유동 분배는 마이크로 채널의 열·유동 특성에 많은 영향을 미치며, 결국 시스템의 성능 저하로 이어진다. 따라서 매니폴드에서의 균일한 유동 분배는 마이크로 채널의 성능을 결정짓는 중요한 요소이다.

Muller and Chiou(1988)은 일반적인 열교환기에서 발생하는 유동 불균형의 종류와 원인에 대해 정리하였다. Muller and Chiou에 따르면 열교환기에서 유동 불균형이 발생하는 원인을 크게 네 가지로 분류하였다. 첫 번째는 헤더(header)의 형상, 입구 덕트의 위치, 혹은 제조 과정 중에 발생하는 공차에 의한 유로 직경의 변경 등에서 기인하는 기계적인 원인이며, 두 번째는 주로 점성 유체의 냉각기에서 발생하는 동결 효과(freezing effect)에 의한 열전달 과정에서 발생하는 불균형이다. 세 번째 원인은 2상 유동(주로 gas-liquid)에 의한 교란이며, 네 번째는 열교환기 내의 침식, 부식, 오염도 증가를 비롯한 유로의 변형이다. 이러한 유동 불균형이 열교환기의 유동에 미치는 영향은 Kitto and Robertson(1989)에 의해 정리되었다. 열교환기 내에서 유동 불균형이 발생하게 되면 성능적인 측면에서 총괄 열 유효도와 효율이 감소하며, 기계적인 측면에서는 진동과 부식이 촉진되며, 성능의 감소로 이어진다고 밝혔다. 또한, 성능의 감소는 곧 열교환기가 설계 온도이상에서 작동되는 것을 의미하며, 이에 따른 열부하로 인한 파손 등의 영향이 추가적으로 발생한다고 밝혔다. 열교환기를 설계하기 위해서는 이러한 유동 불균형이 발생되지 않도록 주의를 기울여야 할

것이며, 본 연구에서는 주로 매니폴드에서 발생하는 유동 불균형에 관해 다루었다.

현재까지 진행되고 있는 마이크로 채널에 관한 연구는 이론적, 실험적, 수치 해석적인 방법에 의해 수행되고 있다. 과거에는 주로 실험적인 방법이 주로 사용되었으나 실험적인 방법에서는 측정방법의 한계로 인해 열·유동 특성을 결정짓는 중요한 데이터를 추출하고 시험부를 제작하는데 많은 어려움이 존재한다. 따라서 최근에는 수치해석적인 방법이 도입되어 활용되고 있다(Commence, et al., 2002; Qu and Mudawar, 2002; Zhang and Li, 2003, Tonomura, et al., 2004; Li and Peterson, 2006, ; Chein and Chen, 2009; 최용석 등, 2013, 2014b).

Commence, et al.(2002)는 Midoux의 압력강하 모델과 무차원 길이를 이용하여 마이크로 채널의 기하학적 구조 및 치수가 속도 분포에 미치는 영향을 수치 해석적으로 분석하였다. Commence, et al.(2002)이 제안한 마이크로 채널의 형상의 대략적인 형상은 Fig. 2와 같다. Cho, et al.(2010)은 Commence, et al.(2002)의 설계 기법을 토대로 압력강하, 질량유량, 열전달을 고려하여 TDMA(Tri Diagonal Matrix Algorithm) 기법을 활용하여 헤더 형상을 직선과 곡선 형태로 설계하였다.

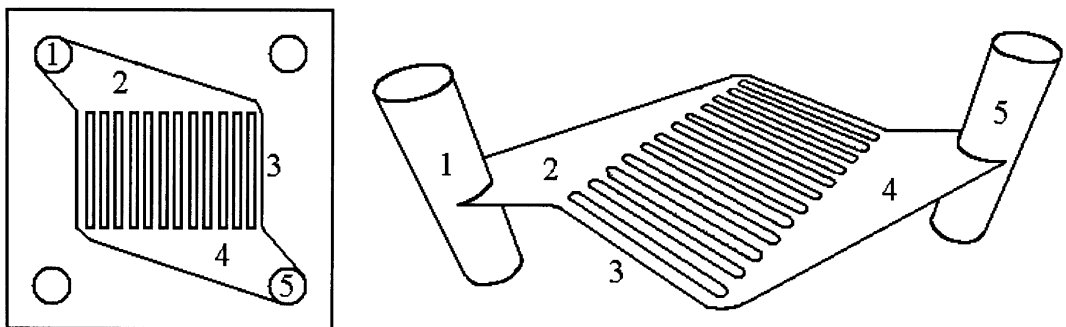


Fig. 2 Micro structured plate with (1) inlet tube, (2) inlet chamber, (3) channel, (4) outlet chamber and (5) outlet tube, (Commence, et al., 2002)

Tonomura, et al.(2004)는 CFD를 이용하여 채널길이, 매니폴드의 면적에 따른 유동 분배 특성을 분석하였으며, 자체 개발한 최적화 설계 알고리즘을 이용하여 균일한 유동 분배를 위한 매니폴드의 형상을 구현하였다. Tonomura, et al.은 매니폴드의 각진 끝부분에서 발생하는 재순환영역을 제거하기 위해 Fig. 3과 같이 형상을 조절하였다.

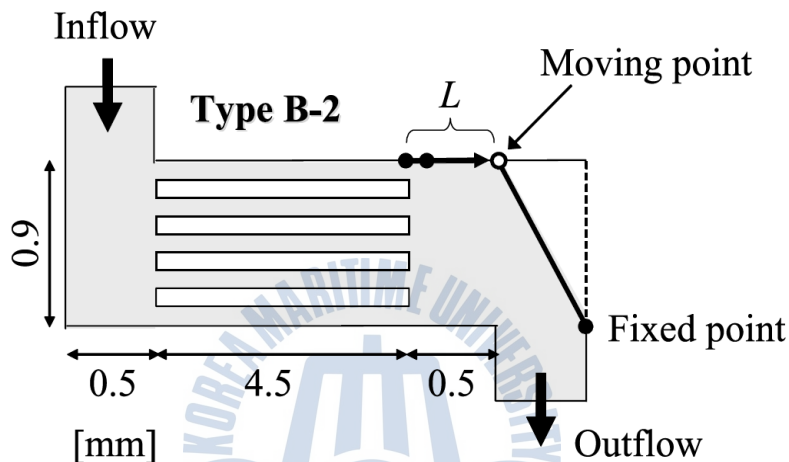


Fig. 3 Shape optimization of outlet manifold(Tonoura, et al. 2004)

윤석호 등(2009)은 매니폴드의 입·출구의 위치에 따른 유동 분배 특성을 CFD를 통해 확인하였으며, 매니폴드의 면적을 줄이고 각 채널에서 모두 개별 분기를 가지는 형태의 마이크로 채널을 설계하였다.

Chein and Chen(2009)는 매니폴드를 입·출구 위치에 따라서 Fig. 4와 같이 5개의 타입으로 분류하였으며, CFD 수치해석을 통해 유동 분배와 열전달 특성을 분석하였다. 수치해석 결과는 Phillips(1987 cited in Chein and Chen, 2009)의 실험 결과와 잘 일치함을 보였다. Chein and Chen의 연구에 따르면 마이크로 채널에서의 온도 불균형은 불균일한 유동 분배가 원인이었으며, U, V 타입의 매니폴드에서 상대적으로 균일한 유동 분배가 이루어지는 것으로 나타났다.

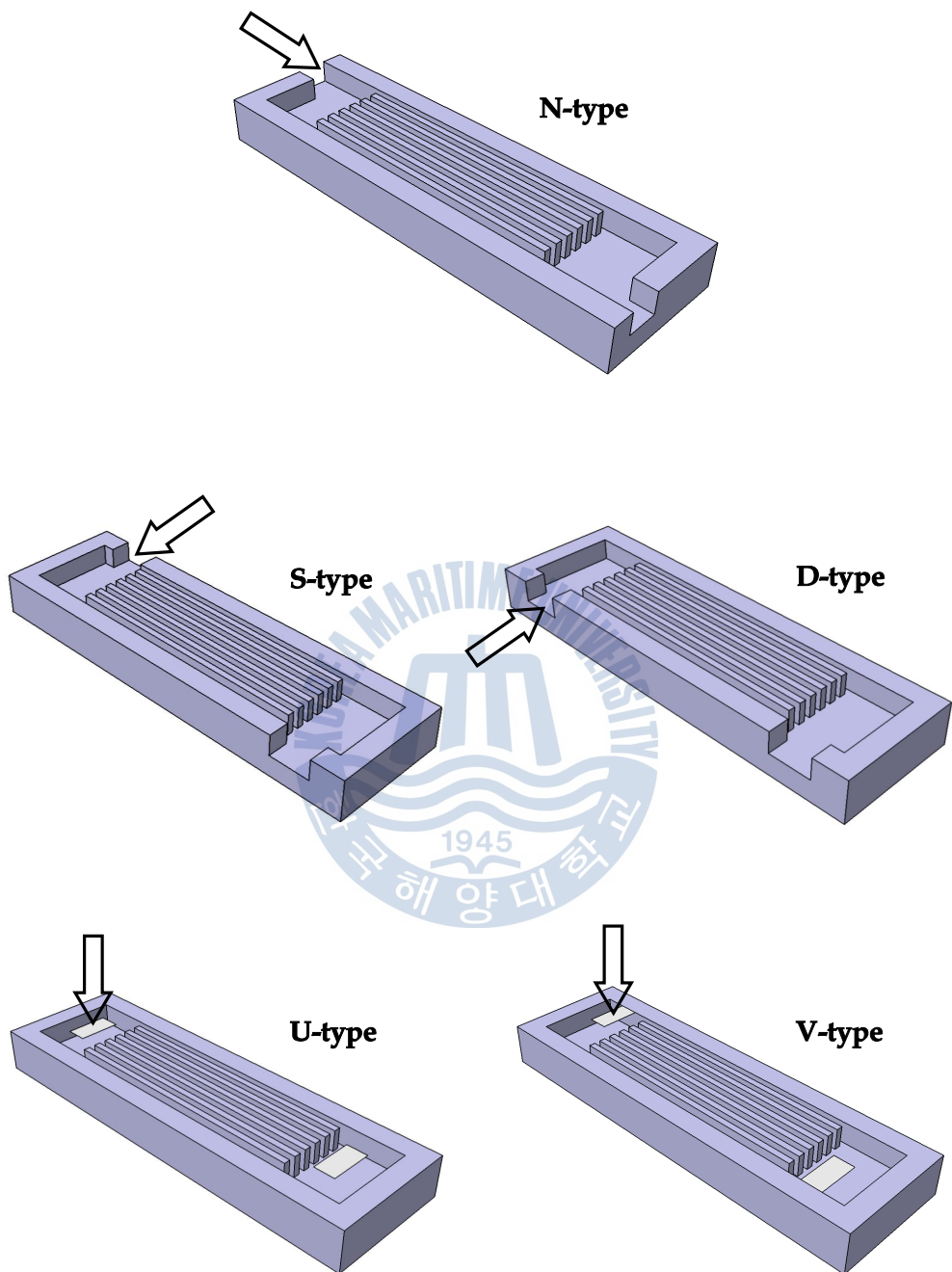


Fig. 4 Geometric configurations of micro-channel heat sinks (Chein and Chen, 2009, revised)

2.2 2상 유동 압력강하

채널에서의 2상 유동 시 총 압력강하는 식 (1)에 의해 계산된다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{acc} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{grav} \quad (1)$$

식 (1)의 우변의 각 항은 각각 마찰 압력강하, 가속 압력강하, 중력 압력강하를 의미한다. 수평관에서의 유동에서는 중력 압력강하는 무시할 수 있다. 가속 압력강하는 직접 측정할 수 없으나 운동량 유속의 측정을 통해 가늠할 수 있으며, 식 (2)에 의해서 계산된다(Collier, 1994).

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{acc} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (2)$$

본 연구에서 기공률 α 는 Zivi(1964)의 상관식을 사용하여 계산하였으며, Zivi의 상관식은 전체 유동의 운동에너지가 최소화 된다는 효과적인 가정을 사용하여 유도되었으며, 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\alpha = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad (3)$$

마찰 압력강하는 직접 측정할 수 없으며, 총 압력강하에서 대부분의 경우 가장 많은 비중을 차지하기 때문에 채널 내부 유동에서 총 압력강하를 예측하기 위해서는 마찰 압력강하를 정확하게 예측하는 것이 필수적이다.

2.2.1 균질 모델(homogeneous model)

2상 유동을 기술하는 방법은 크게 두 가지, 균질 모델과 분리류 모델로 나뉜다. 균질 모델은 단상 유동의 해석에 기초를 두고 있으며, 두 상이 잘 혼합되어

같은 속도로 유동한다고 가정한다. 즉, 2상 유동을 두 상의 평균적인 물성치를 가지는 단상 유체의 유동으로 간주한다. 균질 유동에서의 밀도는 각 상의 밀도와 기공률의 관계에서 유도되어 밀도와 건도의 함수로서 식 (4)와 같이 계산된다.

$$\rho_{tp} = \rho_v \alpha + \rho_l (1 - \alpha) = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (4)$$

균질 유동에서 밀도는 이론적으로 유도되지만, 점성계수에 대한 식들은 주로 추측에 의해 제안되었다. 기체-액체 2상 유동의 균질 모델 해석에 주로 사용되는 점성계수는 McAdams, et al.(1942 cited in Ghiaasiaan, 2008)의 상관식으로 식(5)와 같이 계산된다.

$$\mu_{tp} = \left(\frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \right)^{-1} \quad (5)$$

2상 유동 Reynolds number는 식(5)에 의해 얻어진 점성계수를 사용하여 식 (6)과 같이 계산되며, Reynolds number에 따라 층류와 난류로 유동장을 구분하여 식 (7)과 같이 Fanning 마찰계수(friction factor)를 구한 후, 식 (8)에 의해 마찰 압력강하를 계산한다.

$$Re_{tp} = \frac{GD_h}{\mu_{tp}} \quad (6)$$

$$f_{tp} = \frac{16}{Re_{tp}} \quad \text{for } Re_{TP} < 2000 \quad (7)$$

$$f_{tp} = 0.079 Re_{tp}^{-0.25} \quad \text{for } Re_{tp} > 2000$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \frac{2f_{tp}\rho_{tp}u^2}{D_h} \quad (8)$$

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1}$$

2.2.2 분리류 모델(separated flow model)

반면에 분리류 모델은 각 상이 분리되어 서로 다른 속도로 흐른다고 가정한다. 실제로 2상 유동 시 상간 속도차이에 의해서 슬립이 발생하며, 이러한 현상을 적절히 표현하기 위해서 현재까지 대부분의 연구도 분리류 모델을 기초로 진행되고 있다. 분리류 모델은 Lockhart and Martinelli(1949)에 의해 제안되었으며, Lockhart and Martinelli는 2상 마찰 승수(ϕ^2)의 개념을 도입하여 마찰 압력강하를 식 (9)와 같은 형태로 표현하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \phi_l^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \quad (9)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = f_l \frac{2G^2(1-x)^2}{D_h \rho_l}$$

이에 Chisholm(1967)은 2상 마찰 승수를 식(10)과 같이 Martinelli 변수(X)에 관한 식으로 제안하였으며, Martinelli 변수 또한 식 (11)과 같이 정의하였다.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (10)$$

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_v} \quad (11)$$

여기서 C 는 Chisholm 상수를 의미하여, 각 상의 유동장에 따라 다음과 같이 C 를 정의하였다.

$$C_{tt} = 20 \quad (\text{liquid: turbulent, vapor: turbulent})$$

$$C_{vt} = 12 \quad (\text{liquid: laminar, vapor: turbulent})$$

$$C_{tv} = 10 \quad (\text{liquid: turbulent, vapor: laminar})$$

$$C_{vv} = 5 \quad (\text{liquid: laminar, vapor: laminar})$$

Muller-Steinhagen and Heck(1986)는 직경 4-392mm의 튜브에서 공기-물, 증기-물을 비롯한 여러 냉매들을 대상으로 수행한 기존의 실험 자료들을 정리하여, Bandel(1973 cited in Muller-Steinhagen and Heck, 1986)의 상관식을 토대로 식 (12)와 같이 마찰 압력강하를 예측하기 위한 새로운 상관식을 제안하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left\{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} + 2\left[\left(\frac{dP}{dz}\right)_{vo} - \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo}\right]x\right\}(1-x)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} x^3 \quad (12)$$

Mishima and Hibiki(1996)는 직경 1-4mm의 튜브에서 공기-물의 2상 유동에 관한 실험을 수행하였으며, 압력강하 예측에 관한 새로운 견해를 밝혔다. Mishima and Hibiki는 모세관에서의 유동에서는 표면장력의 영향이 크게 나타난다고 보고하였으며, Lockhart and Martinelli(1949)의 상관식을 토대로 하여 Chisholm 상수를 기존의 유동장에 따른 일정한 상수로 정의한 것을 식 (13)과 같이 튜브 직경(혹은 채널의 수력직경)에 관한 함수로 정의하였다.

$$C = 21(1 - e^{-0.333D}) \quad (13)$$

$$C = 21(1 - e^{-0.319D_h})$$

Mishima and Hibiki의 상관식은 채널의 직경에 의존하는 매우 간단한 형태

의 상관식이지만, 이후에 마이크로 채널에서 수행된 실험들에서 다른 상관식들에 비해 전반적으로 높은 예측의 정확도를 보이고 있다(Lee and Lee, 2001a; Qu and Mudawar, 2003; Kim and Mudawar, 2013a).

Sun and Mishima(2009a)는 수력직경 0.506-12mm의 채널에서 물을 비롯해 12종류의 작동유체를 대상으로 한 실험에서 얻어진 자료를 분석하고 기존의 상관식을 수정하여 식 (14)와 같은 상관식을 제안하였다.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X^{1.19}} + \frac{1}{X^2} \quad (14)$$

$$C = 1.79 \left(\frac{Re_v}{Re_l} \right)^{0.4} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.5}$$

Qu and Mudawar(2003a)는 폭×깊이가 231×713 μm인 21개의 병렬 채널로 구성된 마이크로 히트싱크에서 물을 작동유체로 사용하여 2상 유동 압력강하에 관한 실험을 수행하였다. Qu and Mudawar는 마이크로 비등 열전달에 관한 실험(2003b)에서 얻어진 결과를 바탕으로 2상 환상류 모델(annular two-phase flow model)을 제안하였다. Qu and Mudawar(2003c)에 따르면 마이크로 채널에서 비등 열전달은 환상류 영역에 해당하는 강제 대류 비등이 주요 메커니즘으로 작용한다고 주장하였다. 2상 환상류 모델의 개념적인 도식화는 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)는 일정 열유속 이상에서 나타나는 환상류 영역을 나타낸다. 이때 기상(증기)은 채널의 중심부를 따라 유동하며 액상은 얇은 액막의 형태로 채널의 표면에 위치하며, 액적은 증기의 유동에 혼입되어 증기와 같이 유동하게 된다. Fig. 5(b)와 같이 얇은 액막은 채널의 반경방향으로 모두 일정한 두께를 가지며, 이 두께는 수력직경에 비해 상당히 얇은 것으로 가정하였다. 질량은 액상과 기상의 계면에서 액막의 증발과 액적의 퇴적에 의해 전달된다. Γ_{fg} 와 Γ_d 는 각각 채널의 단위 길이 당 증발과 퇴적에 의한 질량 전달률을 의미한다. Qu and Mudawar(2003a)는 2상 환상류 모델을 기반으로 식 (15)와 같이 Chisholm 상수를 새롭게 제안하였다.

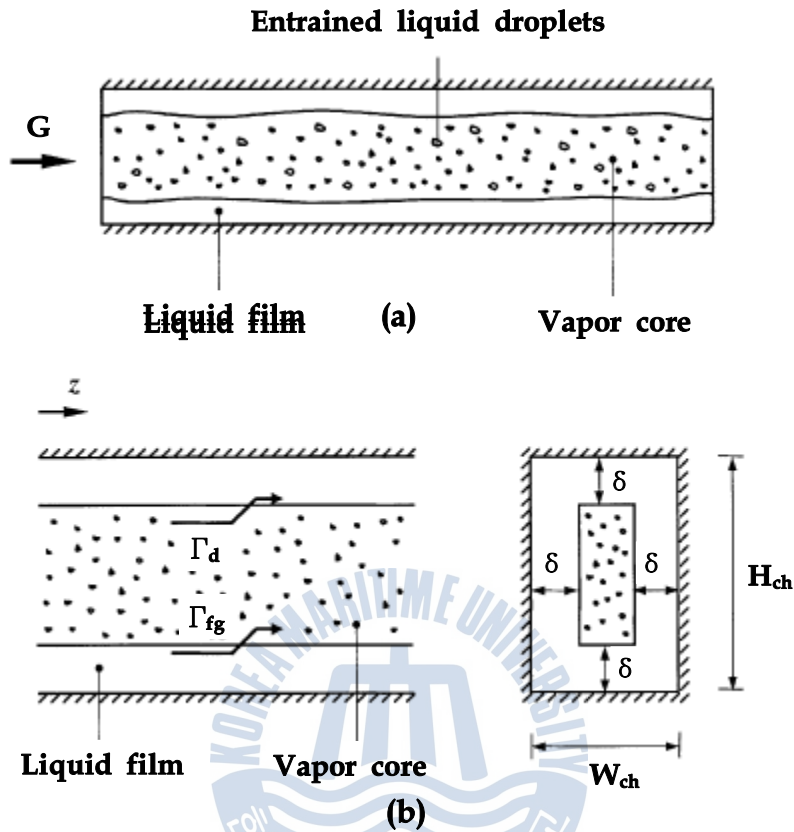


Fig. 5 Qu and Mudawar's Annular flow model(a) Schematic of annular flow pattern in micro-channel heat sink, and (b) idealized annular flow region(Qu and Mudawar, 2003a)

$$C = 21 \left[1 - e^{(-0.319 \times 10^3 D_h)} \right] (0.00418G + 0.0613) \quad (15)$$

Lee and Mudawar(2005a)는 Qu and Mudawar(2003a, 2003b)와 동일한 마이크로 채널 히트싱크에서 R134a를 사용하여 실험을 수행하였다. 일반적으로 마이크로 채널 유동에서 액상은 층류에 해당하므로 Lee and Mudawar는 다음과 같이 액상-층류 기상-층류, 액상-층류 기상-난류 이렇게 두 그룹에서 식 (16)과 같이 각 상관식을 제안하였다.

$$C_{vv} = 2.16 Re_{lo}^{0.047} We_{lo}^{0.60} \quad (liquid : laminar, vapor : laminar) \quad (16)$$

$$C_{vt} = 1.45 Re_{lo}^{0.25} We_{lo}^{0.23} \quad (liquid : laminar, vapor : turbulent)$$

Lee and Mudawar는 상기 식에서 보는 바와 같이 액상의 점성력과 표면장력을 주로 고려하였으며, 특히 기상의 유동장이 층류일 때는 난류에 비해 Weber number의 영향, 즉 표면장력이 마찰 압력강화에 미치는 영향이 크다고 주장하였다.

Kim and Mudawar(2012a)는 17종류의 작동유체에 대해 얻은 데이터를 바탕으로 단열상태에서의 2상유동과 응축 시 광범위하게 사용할 수 있는 상관식을 식 (17)과 같이 제안하였으며,

$$\begin{aligned} C_{non-boiling, tt} &= 0.39 Re_{lo}^{0.03} Su_{go}^{0.10} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \\ C_{non-boiling, tv} &= 8.7 \times 10^{-4} Re_{lo}^{0.17} Su_{lo}^{0.50} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.14} \\ C_{non-boiling, vt} &= 0.0015 Re_{lo}^{0.59} Su_{lo}^{0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.36} \\ C_{non-boiling, vv} &= 3.5 \times 10^{-5} Re_{lo}^{0.44} Su_{lo}^{0.50} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.48} \end{aligned} \quad (17)$$

후속 연구(Kim and Mudawa, 2013a)에서는 단열상태에서 진행되는, 즉 비등을 동반하지 않는 상태에서의 Chishom 상수 $C_{non-boiling}$ 을 2상 유동 비등에 적용하여 식 (18)과 같이 제안하였다.

$$C_{vt} = C_{non-boiling} \left[1 + 60 We_{lo}^{0.32} \left(Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.78} \right]$$

$$C_{vv} = C_{non-boiling} \left[1 + 530 We_{lo}^{0.52} \left(Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{1.09} \right]$$
(18)

Lee and Lee(2001a)는 폭 0.4-4mm, 깊이 20mm의 채널에서 물과 공기의 2상 유동 압력강하에 대한 실험을 수행하였다. 실험에 의하면 채널 직경이 감소할 수록 압력강하와 액상과 기상의 겉보기 속도(superficial velocity)는 증가하였으며, 이에 따라서 겉보기 속도를 이용한 무차원 수를 도입하여 식 (19)와 같은 상관식을 제안하였다.

$$C_{vv} = 6.833 \times 10^{-8} \lambda^{-1.317} \psi^{0.719} Re_{lo}^{0.557}$$

$$C_{vt} = 6.185 \times 10^{-2} Re_{lo}^{0.726}$$

$$C_{tv} = 3.627 Re_{lo}^{0.174}$$

$$C_{tt} = 0.048 Re_{lo}^{0.451}$$
(19)

$$\lambda = \frac{\mu_l^2}{\rho_l \sigma D_h}$$

$$\psi = \frac{\mu_l j_l}{\sigma}$$

Hwang and Kim(2006)은 R134a를 작동유체로 사용하여 직경 244-792 μm 의 튜브에서 압력강하 실험을 수행하였으며, 상기의 선행 연구들과 유사하게 표면 장력과 점성력을 기반으로 한 예측방법을 제안하였다. 특히, 좁은 유로에서 채널의 직경이 미치는 영향을 고려하여 Kew and Cornwell(1997)이 새롭게 제안

한 무차원수인, confinement number, N_{conf} 를 사용하여 표면장력과 채널 직경의 영향을 고려하였다. Hwang and Kim(2006)의 상관식은 식 (20)과 같다.

$$C = 0.227 Re_{lo}^{0.452} X^{-0.32} N_{conf}^{-0.82} \quad (20)$$

최용석 등(2014a)는 본 연구의 선행연구로서 마찰 압력강하 실험을 수행하였으며, Hwang and Kim(2006)의 상관식을 식 (21)과 같이 수정하였다.

$$C = 0.31 Re_{lo}^{0.49} X^{-0.49} Bd^{0.71} We_{lo}^{-0.35} \quad (21)$$



2.3 2상 유동 비등 열전달

채널에서의 유동 비등 열전달은 핵비등(nucleate boiling)과 강제 대류 비등(forced convection boiling) 메커니즘(mechanism)에 의해 지배되는 것으로 알려져 있다(Collier, 1994). Fig. 6(Kim and Mudawar, 2013b)의 (a)와 (b)는 각각 핵비등과 강제 대류 비등이 열전달의 주요 메커니즘으로 작용하는 유동 양식을 나타낸다. Fig. 6(a)와 같이 핵비등이 유동을 지배하는 영역에서는 기포의 생성과 이탈에 의해 주로 열전달이 이루어지며, 이러한 영역에서는 기포류(bubbly flow)와 슬러그류(slug flow)가 유동의 대부분을 차지한다. 또한 열전달 계수는 열유속에 주로 의존하며, 질량유속과 증기 건도에는 크게 영향을 받지 않는다. 반면에 Fig. 6(b)와 같이 강제 대류 비등이 유동을 지배하는 영역에서는 환상류(annular flow)가 유동의 대부분을 차지하며, 가열면 주위의 얇은 액막에서의 증발을 통해서 주로 열전달이 이루어진다. 이 영역에서의 열전달 계수는 질량유속과 증기 건도에 주로 의존하며, 열유속과는 거의 무관한 것으로 나타난다.

마이크로 채널에서의 열전달 특성을 파악하기 위해서는 우선적으로 비등 열전달 메커니즘을 확인해야 하며, 이러한 메커니즘을 확인하기 위한 많은 선행 연구들이 진행된 바 있다. 하지만 Lazarek and Black(1982)을 포함한 몇몇의 연구자들(Wambsganss, et al. 1993; Bao, et al., 2000; Tran, et al., 1996)은 마이크로 채널에서의 주요 비등 열전달 메커니즘을 핵비등이라고 주장한 반면에, Qu and Mudawar(2003b, 2003c)를 비롯한 몇몇의 연구자들(Lee and Lee, 2001; Jang, et al., 2008; Oh and Son, 2011)은 환상류가 주를 이루는 강제 대류 비등이 비등 열전달의 주요 메커니즘이라고 주장하였다.

매크로 채널에서 개발된 상관식 중 일부는 전열면이 일정한 원형관에서 수행된 실험에 의해 도출 되었으나, 마이크로 채널은 구조적, 실용적 측면에서 대부분 사각 채널에서 실험이 이루어졌다. 이러한 사각채널에서의 전열면은 3면에서 열유속이 공급되고, 윗면은 단열 상태로 가정되는 비대칭적 열 경계조건을 가진다(Qu and Mudawar, 2003b; 허철과 김무환, 2006). 원형관에서 개발된 상관식을 사각 채널로 적용시키기 위해서 본 연구에서는 Shah and London(1978)이 제안한 식 (22)와 같이 3면과 4면 가열조건에서의 도출된 Nusselt number를

곱해줌으로써 비대칭 열 경계조건의 차이를 보정하였으며, 이후 기술할 선행 연구들의 열전달 계수의 상관식들에도 적용하였다.

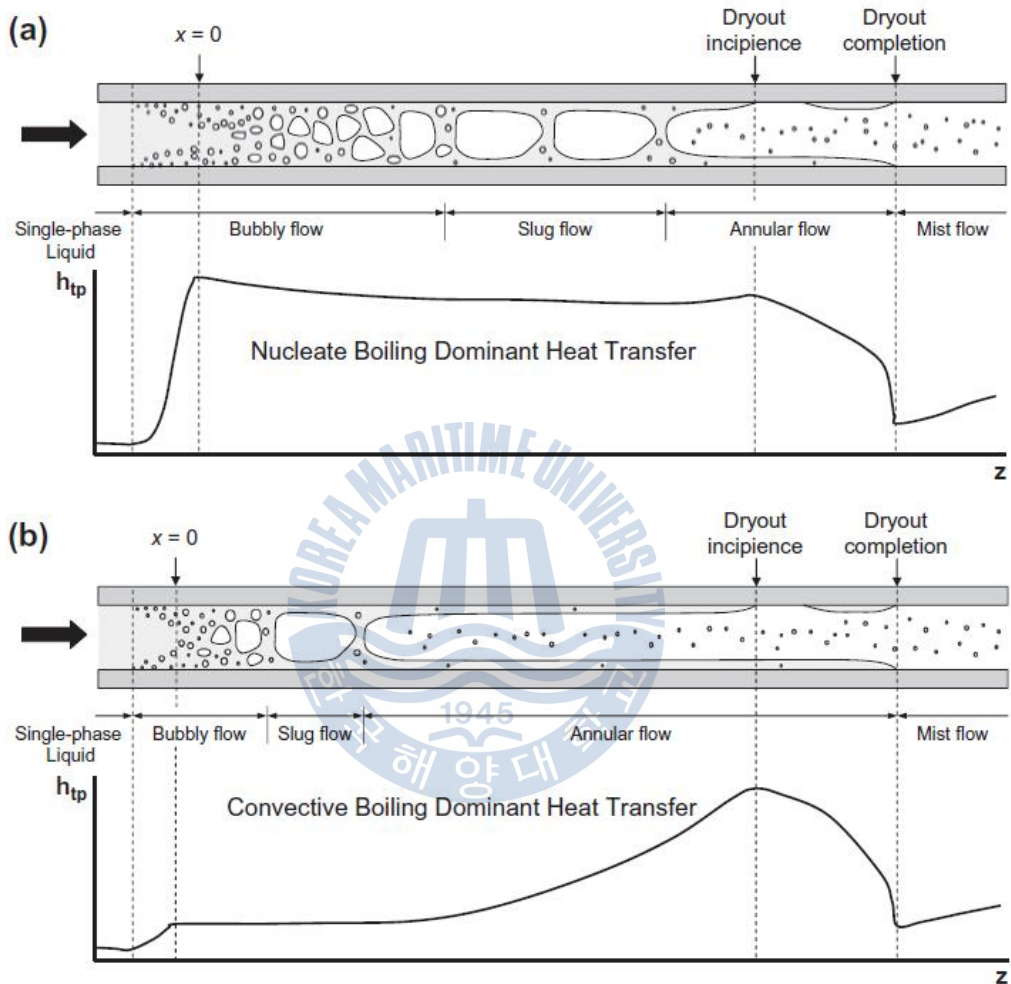


Fig. 6 Schematics of flow regimes, wall dryout and variation of heat transfer coefficient a long uniformly heated channel for (a) nucleate boiling dominant heat transfer and (b) convective boiling dominant heat transfer(Kim and Mudawar, 2013b)

$$h_{tp} = h_{tp, cir} \frac{Nu_3}{Nu_4}$$

$$Nu_3 = 8.235(1 - 1.883\beta + 3.767\beta^2 - 5.814\beta^3 + 5.361\beta^4 - 2.0\beta^5) \quad (22)$$

$$Nu_4 = 8.235(1 - 2.042\beta + 3.085\beta^2 - 2.477\beta^3 + 1.058\beta^4 - 0.186\beta^5)$$

Shah(1982)는 자신의 선행 연구(Shah, 1976)에서 제안한 상관식을 보충하여 식 (23)과 같이 정리하였다. Shah(1976)에서는 열전달에 미치는 점성계수의 영향을 미미하다고 판단하여 기존에 주로 사용하던 Martinelli 변수 대신에 점성계수의 항을 제거한 새로운 무차원수 convection number를 제안하였다. 그리고 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소 중에 더 강하게 작용하는 요소를 택하여 열전달 계수를 계산하도록 하였으며, 이때 핵비등 요소는 boiling number만의 함수로 이루어졌으며, 강제 대류 비등 요소는 convection number만의 함수로 구성되었다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} \max(E, S) h_{sp}$$

$$h_{sp} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h}$$

$$\begin{aligned} \text{For } N > 1.0, S &= \frac{1.8}{N^{0.8}}, E = 230 Bo^{0.5} \quad (Bo > 3 \times 10^{-5}) \\ E &= 1 + 46 Bo^{0.5} \quad (Bo < 3 \times 10^{-5}) \end{aligned} \quad (23)$$

$$\text{For } 0.1 < N \leq 1.0, S = \frac{1.8}{N^{0.8}}, E = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1})$$

$$\text{For } N \leq 0.1, S = \frac{1.8}{N^{0.8}}, E = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.15})$$

$$F = 14.7 (Bo \geq 11 \times 10^{-4}) \text{ or } F = 15.43 (Bo < 11 \times 10^{-4}) \quad (23)$$

$$N = Co (Fr_l \geq 0.04) \text{ or } N = 0.38 Fr_l^{-0.3} Co (Fr_l < 0.04)$$

Lazarek and Black(1982)은 직경 3.15mm의 튜브에서 R-113을 작동유체로 실험하였으며, 핵비등에 의해서 열전달이 이루어진다고 보고하였다. Reynolds number와 boiling number를 주요 변수로 하여 식 (24)와 같은 상관식을 제안하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} (30 Re_{lo}^{0.857} Bo^{0.714}) \left(\frac{k_l}{D_h} \right) \quad (24)$$

Kandlikar(1990)은 convection number에 따라 다음과 같이 열전달의 주요 메커니즘을 구분하였다.

$Co < 0.65$ — forced convective boiling

$Co > 0.65$ — nucleate boiling

그리고 식 (25)와 같이 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소 모두 convection number, boiling number 그리고 Froude number에 관한 함수로 나타내었다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} \max(E, S) h_{sp} \quad (25)$$

$$h_{sp} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h}$$

$$E = 0.6683 Co^{-0.2} f(Fr_l) + 1058 Bo^{0.7}$$

$$S = 1.136 Co^{-0.9} f(Fr_l) + 667.2 Bo^{0.7} \quad (25)$$

$$f(Fr_l) = 1 (Fr_l \geq 0.04) \text{ or } f(Fr_l) = (25 Fr_l)^{0.3} (Fr_l < 0.04)$$

Tran, et al.(1996)은 직경 2.46mm의 튜브와 수력직경 2.40mm인 사각 채널에서 R12의 열전달에 관한 실험을 수행하였으며, 실험 결과는 Wambsganss, et al.(1993)의 결과와 비교하였다. 실험에서 얻어진 열전달 계수는 대부분의 실험 영역에서 질량 유속과 건도와는 거의 무관하였으며, 열유속의 영향을 받는 것으로 나타났다. 하지만 벽면의 과열도가 2.75℃ 이하의 영역에서는 질량 유속의 영향이 나타났다. 이러한 현상은 벽면의 과열도가 2.75℃인 지점을 기준으로 급격하게 변하였으며, 큰 직경의 채널에서는 넓은 영역에서 걸쳐서 천천히 천이해가 이루어지는 것과는 대비된다. Tran, et al.(1996)은 벽면의 과열도가 2.75℃ 이하인 영역을 제외하면 전반적으로 핵비등에 의한 열전달이 이루어지고 있다고 주장하였으며, 이러한 열전달 메커니즘에 따라 식 (26)과 같은 열전달 계수를 예측하기 위한 상관식을 제안하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} \left[8.4 \times 10^{-5} (Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4} \right] \quad (26)$$

Bao, et al.(2000)은 R11과 HCFC123을 작동유체로 사용하여 1.95mm 직경의 튜브에서 비등 열전달 실험을 수행하였다. 실험 결과에 따르면 Tran, et al.(1996)과 유사하게 두 작동 유체에서의 열전달 계수는 질량유속에는 무관하였다. 또한 과냉각 비등(subcooled boiling)시 건도의 영향을 약하게 받았으며, 이후 포화 비등 상태에서는 건도의 영향을 거의 받지 않는 것으로 나타났다. 반면에 열유속이 증가함에 따라 열전달 계수는 증가하였으며, 이에 따라 주요 비등 열전달 메커니즘을 핵비등이라고 주장하였다.

Warrier, et al.(2002)은 작동 유체 FC-84에 대한 수력직경 750μm 인 사각 채널에서의 열전달 실험을 수행하였으며, 식 (27)과 같이 열전달 계수를 boiling number 만의 함수로서 계산하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} [1 + 6.0Bo^{1/16} + f(Bo)x^{0.65}] h_{sp} \quad (27)$$

$$f(Bo) = -5.3(1 - 855Bo)$$

Sun and Mishima(2009b) 11개의 작동 유체를 대상으로 직경 0.21-6.05mm의 채널에서 수행된 비등 열전달 실험 데이터를 정리하여, Lazarek and Black(1982)의 상관식을 식 (28)과 같이 수정하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} \left[\frac{6Re_{lo}^{1.05} Bo^{0.54}}{We_l^{0.191} (\rho_l/\rho_v)} \right] h_{sp} \quad (28)$$

Lee and Lee(2001b)는 자신의 이전 연구(Lee and Lee, 2001a)와 동일한 채널에서 R113을 작동 유체로 사용하여 실험하였으며, 실험 조건 범위에서 가장 낮은 질량 유속(51.5-51.7kg/m²s)을 제외하고 열전달 계수는 대부분 경우 열유속 보다는 질량유속과 증기 건도에 대한 영향을 받는 것으로 나타났다. 이에 따라 강제 대류 비등에 의한 열전달이 주요 메커니즘으로 작용한다고 파악하였다. 열전달 계수는 채널의 깊이가 줄어들수록 질량유속의 변화에 따른 영향은 줄어들며, 반대로 증기 건도의 변화에 따른 영향은 증가한다고 보고하였다. 식 (9)-(11)에서 보는 바와 같이 2상 마찰 승수가 질량유속과 건도의 함수로 표현되므로 Lee and Lee(2001b)는 열전달 계수를 2상 마찰 승수와 중형비의 함수로서 식 (29)와 같이 계산하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} (10.3\beta^{0.397} \phi_l^{0.598}) h_{sp} \quad (29)$$

$$C = 6.185 \times 10^{-2} Re_{lo}^{0.726}$$

Qu and Mudawar(2003b)는 압력강하 실험(2003a)에서와 동일한 채널에서 물의 비등 열전달 계수와 메커니즘에 관한 실험적인 연구를 수행하였다. 그 결과

열전달 계수는 증기 건도가 증가함에 따라 감소하였으며, 질량유속이 증가함에 따라 증가하였다. 이러한 현상은 환상류 영역에서 액적의 유입과 퇴적에 의한 영향으로 나타나며, 이러한 환상류 영역에서의 유동을 해석하기 위해 전술한 바와 같이 2상 환상류 모델(annular two-phase flow model)을 개발하였다(Qu and Mudawar, 2003c).

Lee and Mudawar(2005b)는 한가지 주요 메커니즘에 의한 열전달을 설명한 이전의 연구 결과들과는 다른 의견을 제시하였다. 건도에 따라서 낮은 건도 ($x < 0.05$)에서는 핵비등에 의한 열전달, 중간 건도($0.05 < x < 0.55$)와 높은 건도 ($x > 0.55$)에서는 환상류가 주를 이루는 강제 대류 비등에 의한 열전달이 발생한다고 주장하였다. Lee and Mudawar(2005b)의 상관식은 식 (30)-(32)와 같이 건도에 따라 3개의 상관식으로 구성된다.

For $x < 0.05$

$$h_{tp} = 3.856X^{0.267}h_{sp}$$

(30)

For $0.05 \leq x < 0.55$

$$h_{tp} = 436.48Bo^{0.522}We_{lo}^{0.351}X^{0.665}h_{sp}$$

(31)

For $x \geq 0.55$

$$h_{tp} = \max \left[\left(108.6X^{1.665}h_{sp,v} \right), h_{sp,v} \right]$$

(32)

$$h_{sp,v} = \frac{Nu_3k_v}{D_h} \text{ For laminar vapor flow}$$

$$h_{sp,v} = 0.023Re_v^{0.8}Pr_v^{0.4} \text{ For turbulent vapor flow}$$

Oh and Son(2011)은 R-22와 R-134a를 작동유체로 사용하였으며, 직경 1.77-5.35mm의 동관에서 열전달 실험을 수행하였다. 실험 결과에 따르면 낮은 건도에서도 기포류 대신 파형류(wavy flow)나 성층류(stratified flow)가 나타났으며, 건도가 증가함에 따라서 환상류로 천이되었으며, 이러한 결과를 바탕으로 열전달 계수를 식 (33)과 같이 Martinelli 변수에 관한 함수로 정리하여 제안하였다.

$$h_{tp} = \frac{Nu_3}{Nu_4} \left[0.034 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.3} \times 1.58 \left(\frac{1}{X} \right)^{0.87} \right] \left(\frac{k_l}{D_h} \right) \quad (33)$$

Megahed(2012)는 본 연구와 동일한 FC-72를 작동유체로 사용하였으며, 길이 16mm, 폭과 깊이가 각각 225 μm , 276 μm 의 사각 채널에서 비등 열전달 실험이 수행되었다. Lee and Lee(2005b)의 연구 결과와 유사하게 건도에 따라 주요 열전달 메커니즘이 변한다고 주장하였다. Megahed는 낮은 건도($x < 0.2$)에서는 핵비등에 의한 열전달, 0.2 이상의 건도에서는 핵비등과 강제 대류 비등이 복합적으로 일어난다고 주장하였다.

Kim and Mudawar(2013c)는 수력직경 0.19-6.5mm, 질량유속 19-1,608kg/m²s, 증기 건도 0-1 범위의 작동 유체 18 종류에 대한 1만여 포인트의 데이터를 정리하여 식 (34)와 같이 광범위한 유체에 적용할 수 있는 상관식을 개발하였다.

$$h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5}$$

$$h_{nb} = \left[2345 \left(Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.70} P_R^{0.38} (1-x)^{-0.51} \right] h_{sp} \quad (34)$$

$$h_{cb} = \left[5.2 \left(Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.08} We_{lo}^{-0.54} + 3.5 \left(\frac{1}{X} \right)^{0.94} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.25} \right] h_{sp}$$

Kim and Mudawar(2013c)는 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소를 모두 감안하였으며, $(h_{nb}/h_{cb})_{ave}$ 를 계산하여 이 값이 1보다 작을 경우에는 강제 대류 비

등이 지배적이며, 1보다 클 경우에는 핵비등이 지배적이라고 판단하였다. 실험 결과를 정리한 자료를 보면, 각 작동 유체 마다, 그리고 실험 조건에 따라 $(h_{nb}/h_{cb})_{ave}$ 값이 다르게 나타나므로 지배적으로 작용하는 열전달의 주요 메커니즘이 달라지는 것을 확인할 수 있다.



제 3 장 실험 장치 및 방법

3.1 실험장치

실험장치는 저장탱크, 기어펌프, 예열기 그리고 시험부로 구성되었으며, 실험 장치의 개략도를 Fig. 7에 나타내었다. 작동유체는 FC-72(C_6F_{14})를 사용하였으며, 작동유체는 저장탱크에서 기어펌프를 통해 유량계를 거쳐 예열기로 공급되어 일정한 온도까지 예열된 후 시험부로 유입된다. 시험부에서 재 가열된 액체-증기 혼합물은 응축기에서 응축된 후 저장탱크에 모여 다시 기어펌프를 통해 순환되는 밀폐 사이클로 구성되었다.

마이크로 채널의 규격은 Table 1에 정리하였으며, 마이크로 채널은 Fig. 8과 같이 가공되었으며, 마이크로 채널을 포함한 시험부의 구조는 Fig. 9에 나타내었다. 마이크로 채널이 있는 동판의 하부에는 필름히터가 부착되어 직류 전원 공급 장치를 통해 일정한 열량을 공급하게 된다. 본 연구에서 직류 전원 공급 장치는 16-65V와 0.15-0.60A의 전압과 전류의 범위 내에서 조절 되었으며, 필름 히터에 인가되는 전압과 전류를 측정하여 시험부에 전달되는 열량을 계산하였다.

시험부의 입·출구에서 작동유체의 온도는 T-type 열전대를 이용하여 측정하였으며, 압력은 절대 압력계를 사용하여 측정하였다. 열전달 계수를 결정하기 위해서는 벽면의 온도가 요구되지만, 실제로 채널 내부 벽면의 온도를 측정하는 것이 불가능하기 때문에 동판과 필름히터 사이에, 즉 동판 하부 외벽에 T-type 열전대 4개를 부착하여 온도를 측정하였다. 또한 열손실을 최대한 방지하기 위해 필름히터 하부에는 단열재를 두었다. 동판의 상부에는 폴리카보네이트로 제작한 투명한 커버를 부착하여 채널에서의 유동을 직접 관찰하며, 또한 병렬로 구성된 각 채널에 균일한 유동분배가 이루어지도록 하였다. 유동분배에

관한 사항은 4장에 기술하였다.

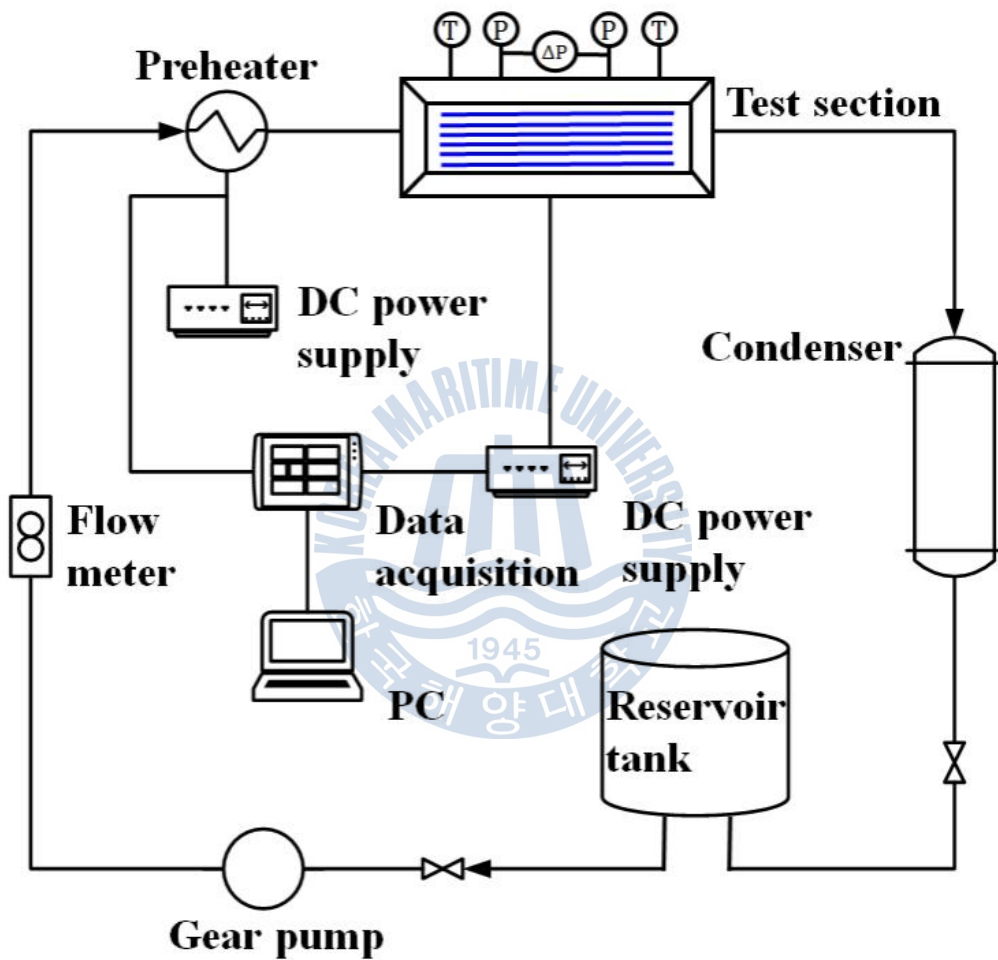


Fig. 7 Schematic of experimental setup

주요 실험장치의 사양은 Table 2에 나타내었으며, 실험의 불확실성 (uncertainty)은 Holman(1989)의 해석법을 이용하여 계산하였다.

실험으로부터 얻어진 결과값 R 이 독립 변수 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ 의 함수이면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

실험의 불확실성 w_R 는 식 (35)와 같이 표현된다.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (35)$$

여기서 w_n 은 x_n 의 불확실성이다. 열유속은 식 (36)과 같이 표현되며, 면적에 대한 오차를 무시했을 때, 열유속의 불확실성은 식 (37)에 의해 2-4%의 범위에 있는 것으로 계산된다. 온도 측정의 불확실성은 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이며, 열전달 계수의 불확실성은 열유속과 온도측정에서 기인한 불확실성으로부터 계산되었으며, 4-10% 범위에 있다. 주로 낮은 열유속에서 불확실성이 높게 나타났다.

$$q'' = \frac{VI}{A} \quad (36)$$

$$w_{q''} = \left[\left(\frac{\partial q''}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial q''}{\partial I} w_I \right)^2 \right]^{1/2} \quad (37)$$

Table 1 Specifications of test section

Channel width \times depth [μm]	450 \times 200
Channel length [mm]	60
Number of channel	15
Copper thickness [mm]	1.5

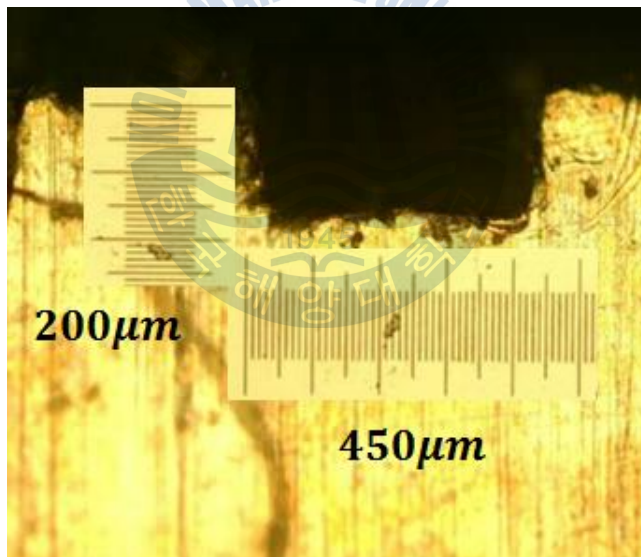
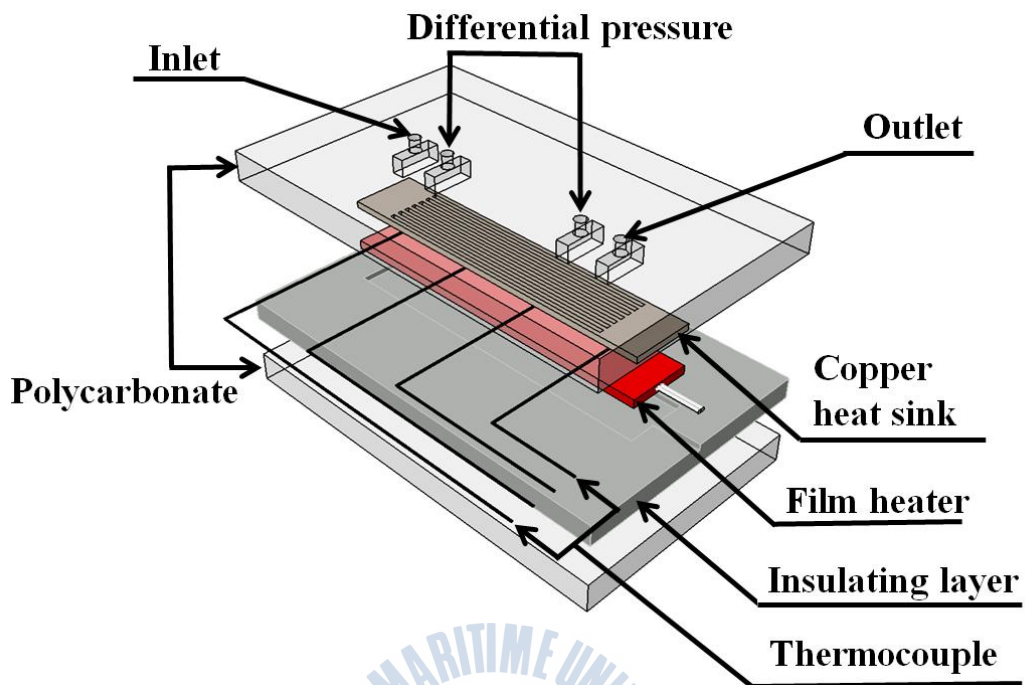
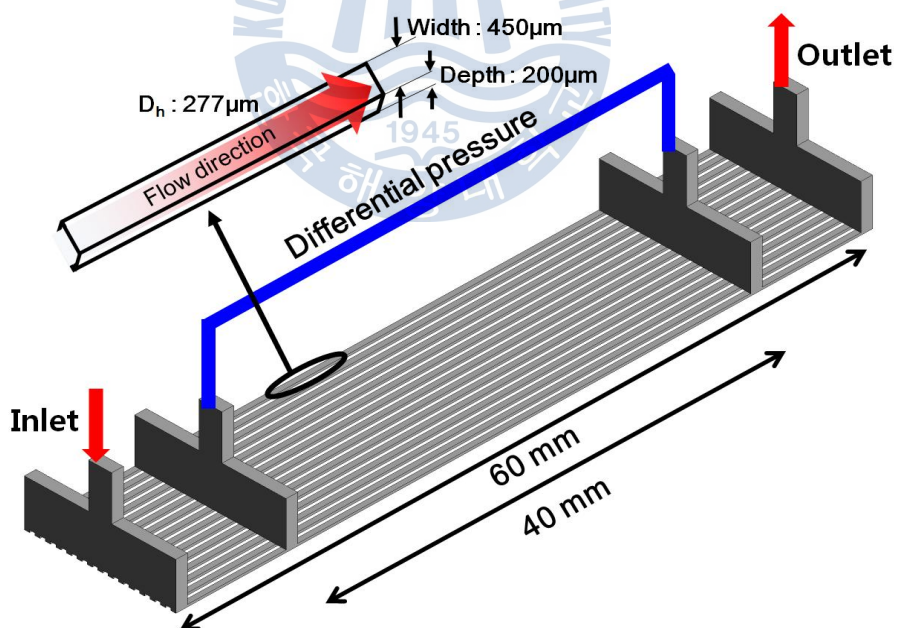


Fig. 8 Photograph of micro-channel on copper block taken by microscope



(a) Schematic of test section



(b) Geometry of parallel micro-channel with manifolds

Fig. 9 Schematics of test section

Table 2 Specifications of experimental equipments

Micro gear pump			
Model		ISMATEC, REGLO-Z	
Pump head		GA-T23, PFS, B	
Speed		50-5,000rpm	
Max. differential pressure		5.2 bar	
Data Acquisition Equipment			
Model		Yokogawa, GP-10	
Scan intervals		500ms	
Input channels		10 channels	
Input type	20 mVDC	Accuracy	$\pm(0.01\% \text{ of rdg. } +5\mu\text{V})$
	6VDC		$\pm(0.01\% \text{ of rdg. } +2\text{mV})$
	RTD Pt100		$\pm(0.02\% \text{ of rdg. } +0.2^{\circ}\text{C})$
Differential pressure transducer			
Model		Setra, 230	
Pressure range		0-5 psi (0-34.47 kPa)	
Output		0.05-5.05 VDC	
Supply		24 VDC	
Accuracy		$\pm 0.25\%$ of full scale	
Absolute pressure transducer			
Model		Setra, 280E	
Pressure range		0-50 psi (0-344.7 kPa)	
Output		0.03-5.03 VDC	
Supply		24 VDC	
Accuracy		$\pm 0.11\%$ of full scale	
Flow meter			
Model		McMillan, 101	
Flow range		20-200mL/min	
Output		0-5 VDC	
Supply		12 VDC	
Accuracy		$\pm 1.0\%$ of full scale	

3.2 실험방법

실험을 시작하기 전에 작동유체 내 용해되어 있는 응축가스를 제거하기 위해 약 1시간 동안 시스템내의 작동유체를 순환시키며, 이때 예열기와 시험부의 필름히터에 충분한 전력을 공급하여 작동유체를 가열, 증발시켜 가스제거 (degassing)작업을 수행하였다. 그 후 예열기를 통해 원하는 온도 범위에서 유지될 수 있도록 하였으며, 시험부에 공급되는 전력을 낮춰서 건도 0.00% 부근으로 조절하였다. 이때 유량은 마이크로 기어펌프의 rpm을 조절하였으며, 유량계를 통해 측정되었다. 유량, 온도 그리고 차압이 안정되어 정상상태가 되면 계측을 시작하였다. 유량과 입구온도는 일정하게 고정하였으며, 시험부에 가해지는 전압과 전류를 증가시켜 열유속과 증기 건도를 조절하였다. 본 연구에서 적용된 실험조건은 Table 3에 정리하여 나타내었다.

Table 3 Experimental conditions

Parameter	Value
Working fluid	FC-72
Mass flux [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]	100.3 - 458.0
Heat flux [kW/m^2]	3.2 - 49.0
Inlet pressure [kPa]	105 - 110
Vapor quality	0.00 - 0.96

3.3 데이터 처리

열손실은 주로 시험부에서 대기로 방출되는 대류 열전달에 기인하며, 열손실을 계산하기 위해서 단상 유동 열전달 조건에서 에너지 평형이 고려되어야 한다. 유효 열유속은 식(38)과 같이 평가된다(Mishan, et al., 2007).

$$q'' = \frac{(q_{total} - q_{cond} - q_{loss})}{A} = \phi \frac{VI}{F} \quad (38)$$

$$F = N(2H_{ch} + W_{ch})L_{ch}$$

여기서 ϕ 는 전체 공급된 열량에서 손실 등을 제외한 열량의 비율을 의미하며, F 와 N 은 각각 채널의 가열면적과 채널의 개수를 의미한다. 식(39)에서 전체 공급된 열량 q_{total} 은 결국 채널에서 유체에 전달된 열량 q_{fluid} , 동판을 통해 전도된 열량 q_{cond} 그리고 열손실 q_{loss} 의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$q_{total} = q_{fluid} + q_{cond} + q_{loss} \quad (39)$$

단상 유동에서 유체에 전달된 열은 식 (40)과 같이 계산된다.

$$q_{fluid} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (40)$$

대류와 복사에 의한 열손실 q_{loss} 는 채널의 온도와 주변 온도에 따라 변하며, 대류와 열복사로 인한 손실은 식 (41)과 식(42)에 의해 계산되며, 모든 조건에서 최대 열량의 3%이하가 되는 것으로 나타났다(임태우 등, 2011; Mahmoud, et al., 2011).

$$q_{conv} = hF(T_w - T_a) \quad (41)$$

$$q_{rad} = \epsilon \sigma F F_{i-k} (T_w^4 - T_a^4) \quad (42)$$

여기서, 동판의 방사율(ϵ)은 0.15이며, 투영계수(view factor, F_{i-k})는 1이다.

동판을 통해 전도된 열량은 마지막에 식 (43)에 의해서 결정되며, ϕ 는 식(44)와 같이 계산된다. 본 연구에서는 0.82-0.91의 범위에 있다.

$$q_{cond} = q_{total} - q_{fluid} - q_{loss} \quad (43)$$

$$\phi = \frac{q_{total} - q_{cond} - q_{loss}}{q_{total}} \quad (44)$$

국소 열전달 계수는 식 (45)에 의하여 얻어지는데, 벽면온도는 직접 측정이 불가능하므로 동판 하부에서 측정된 온도를 이용하여 1차원 열전도 해석을 통해 계산된다.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{sat}} \quad (45)$$

$$T_w = T_b - \left(\frac{q'' t_b}{k_s} \right)$$

평균 열전달 계수를 구하기 위해서 식 (46)에서 정의된 평균 벽면온도를 이용하였다.

$$T_{w,ave} = \frac{T_{w,1} + T_{w,2} + T_{w,3} + T_{w,4}}{4} \quad (46)$$

출구의 증기 건도는 에너지 평형으로부터 식 (47)과 같이 계산된다.

$$x_e = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{q}{\dot{m}} - c_p(T_{sat} - T_{in}) \right] \quad (47)$$



제 4 장 병렬 마이크로 채널의 설계 및 수치해석

4.1 개요

실제로 현장에 적용되는 마이크로 채널은 다수의 채널로 구성된 병렬 마이크로 채널의 형태를 가진다. 2.1.1에서 살펴본 바와 같이 채널간의 불균일한 유동 분배는 결국 마이크로 채널의 성능과 효율을 감소시키므로 매니폴드에서의 균일한 유동 분배가 우선적으로 이루어져야 한다.

하지만 마이크로 채널에서의 균일한 유동 분배는 실험적으로 측정 및 확인하는데 분명한 한계가 존재한다. 마이크로 채널 내부의 속도 측정 및 전체적인 속도 및 압력분포는 실험에 의한 방법으로는 확인하기 어렵기 때문에 본 장에서는 수치해석적인 접근방법을 도입하였다.

병렬 마이크로 채널을 설계하기 위해서 마이크로 채널의 길이와 Chein and Chen(2009)의 분류에 따른 다양한 매니폴드의 구조에서 균일한 유동 분배가 이루어지는지 상용코드 ANSYS-CFX 13.0을 이용하여 검토하였다. 또한 압력강하 측정과 계산의 편의를 고려한 매니폴드를 설계하여 수치해석과 실험을 통해 입증하였으며, 이를 5장 2상 유동 압력강하 실험에 적용하였다.

4.2 수치해석

본 연구에서 사용한 ANSYS-CFX를 비롯한 CFD 수치해석은 유한 체적법 (finite volume method)을 사용하여 검사체적에 걸쳐 유체 유동의 지배방정식을 적분한다. CFD 코드는 이러한 지배방정식을 풀기 위해 지배방정식을 이산화하여 반복계산을 수행하여 적절한 해를 찾게 된다(Versteeg and Malalasekera, 2007). 본 장에서는 정상 상태, 비압축성으로 가정하였기 때문에 지배방정식은 식 (48)과 같이 표현된다.

$$\nabla u = 0$$

$$\rho(u \cdot \nabla u) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla u) \quad (48)$$

$$\rho c_p(u \cdot \nabla T) = k \nabla^2 T$$

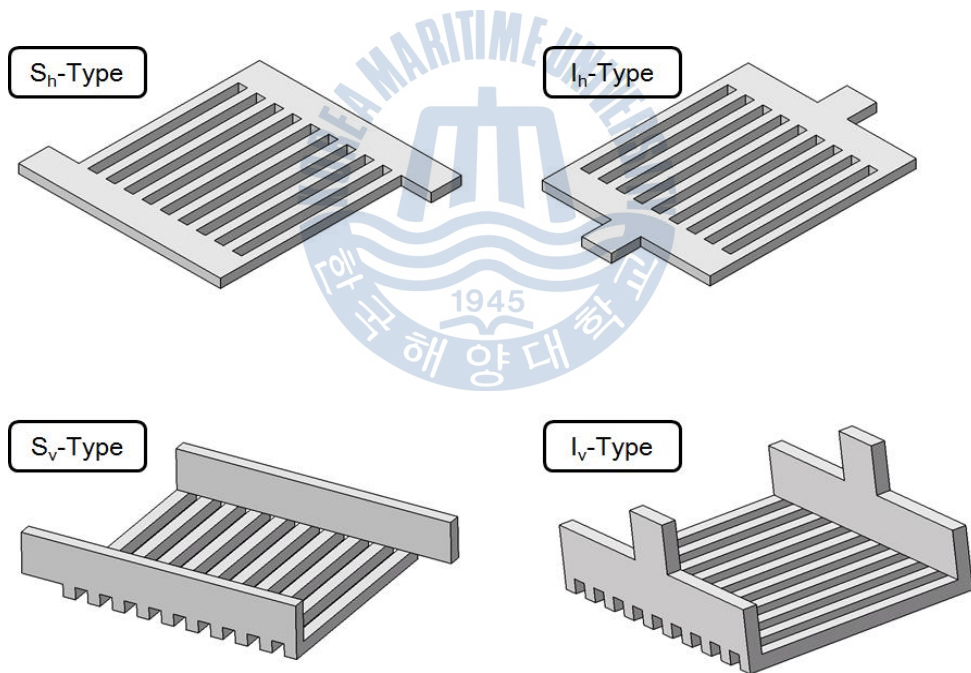
우선 수력직경 $300 \mu\text{m}$ 의 동일한 10개의 정사각 채널로 구성된 병렬 마이크로 채널에 대해 수치해석을 수행하였다. 유체의 균일한 유동 분배를 위해 입·출구에 S-type과 I-type의 매니폴드를 고려하였으며, 이때 각 타입별로 수직형 구조와 수평형 구조를 적용시켰다. 매니폴드를 포함한 타입별 병렬 마이크로 채널을 Fig. 10에 나타내었다. S_h-type, I_h-type, S_v-type, I_v-type은 각각 수평형 S-type, 수평형 I-type, 수직형 S-type, 수직형 I-type을 의미한다. 그리고 각 타입별 채널의 길이 5mm, 10mm, 40mm에 대해서 계산을 수행하였다.

신뢰성 있는 CFD의 수치해석 해를 구하기 위해서는 적절한 계산 격자를 생성해야 한다. 본 장에서는 효율적인 격자생성 및 계산을 위해서 Hexahedral 격자계로 구성하였으며, 격자 의존성 검토를 거쳐 40mm의 병렬 마이크로 채널을 기준으로 약 50만개의 격자를 생성하였다. 계산 조건은 Table 4에 나타내었다.

마이크로 채널에서는 속도와 유체의 점성계수에 비해서 단면적이 매우 작기 때문에 Reynolds number는 매크로 채널에 비해 상당히 낮은 값을 가지며, 이로 인해서 대부분 층류 유동장을 가진다.

Table 4 Operating and boundary conditions for CFD

Parameter	Value
Working fluid	Water
Length of channels	5, 10, 40mm
Hydraulic diameter	300 μ m
Inlet mass flux	200, 400 and 600kg/m ² s
Outlet pressure	1 atm
Flow regime	Laminar

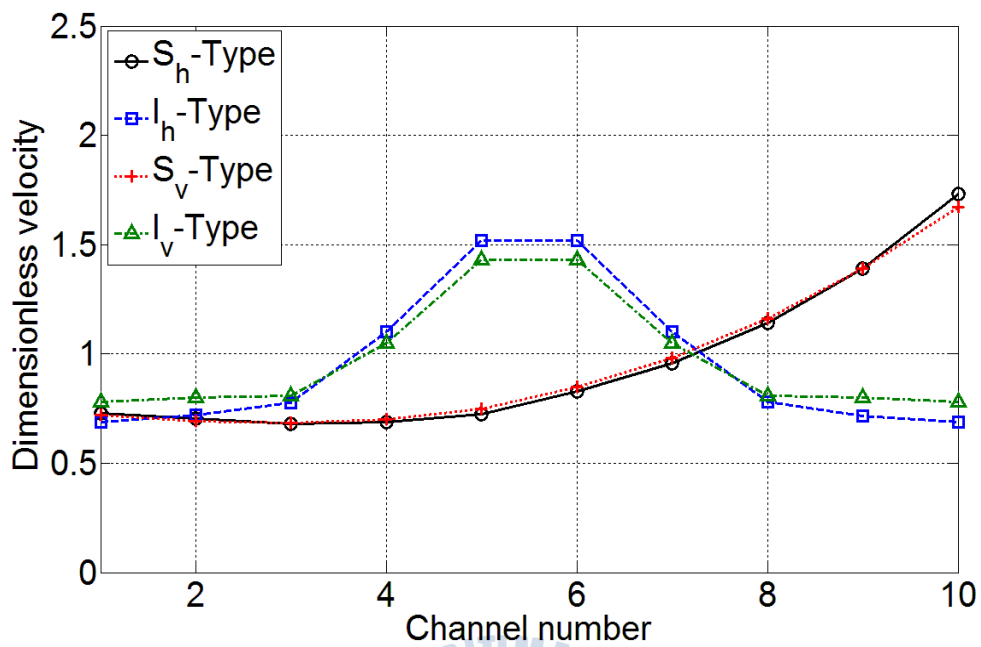
**Fig. 10** Geometry of micro-channels with manifolds

균일한 유동 분배는 각 채널별 속도분포를 확인하여 평가하였으며, 채널별 속도분포는 식 (49)에서 정의된 무차원 속도 V 를 사용하였다. 각 채널별 무차원 속도의 편차가 적으며, 1에 가까운 수치를 가질 때 균일한 유동이 분배되었다고 판단할 수 있다.

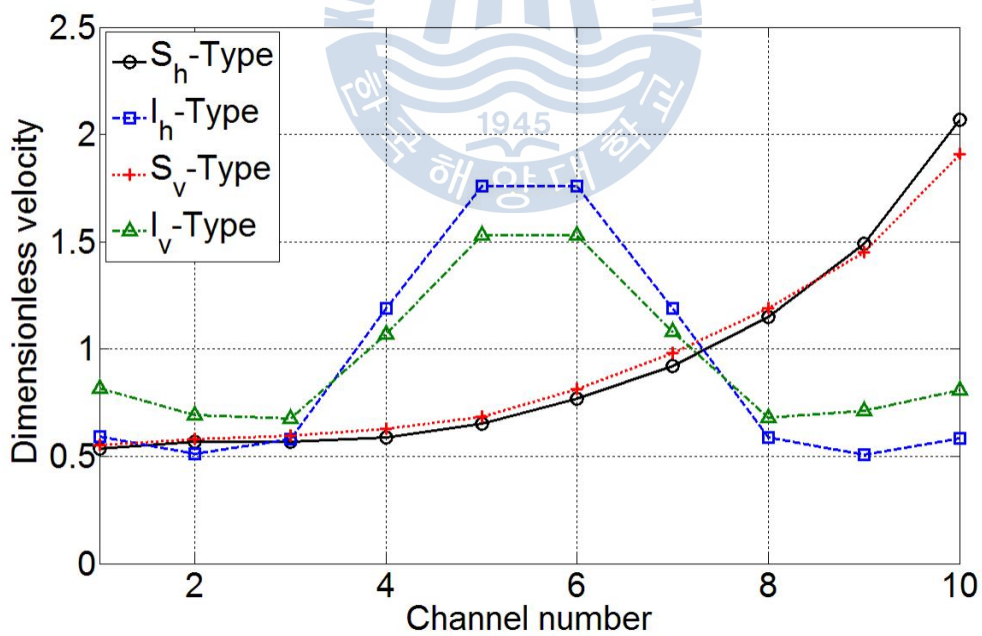
$$\bar{v} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v(i) \quad (49)$$

$$V = \frac{v(i)}{\bar{v}}$$

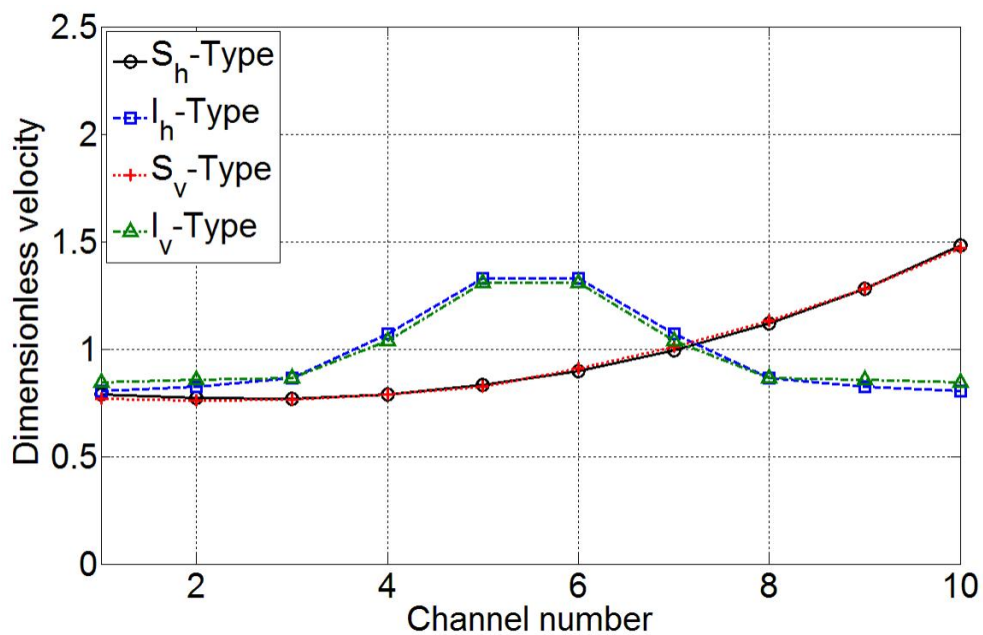
매니폴드의 구조와 채널의 길이, 질량유속에 따른 각 채널별 속도분포는 식 (49)를 사용하여 Fig. 11에 나타내었다. 4가지 매니폴드의 구조에 대해서 무차원 속도의 최대치는 S_h -type에서 가장 높게 나타났으며, S_v -type의 무차원 속도분포 경향과 거의 일치한다. 마찬가지로 I_h -type과 I_v -type의 속도분포 경향 또한 거의 일치한다. 즉, 각 채널별 속도분포 경향은 주로 매니폴드의 형상 및 구조에 의해 좌우되며, 수직형, 수평형 구조에 따른 속도분포의 영향은 상대적으로 적게 나타난다. 또한 각 채널별 무차원 속도의 편차는 질량유속이 증가할수록 커지며, 채널의 길이가 길어질수록 감소하는 것을 알 수 있다.



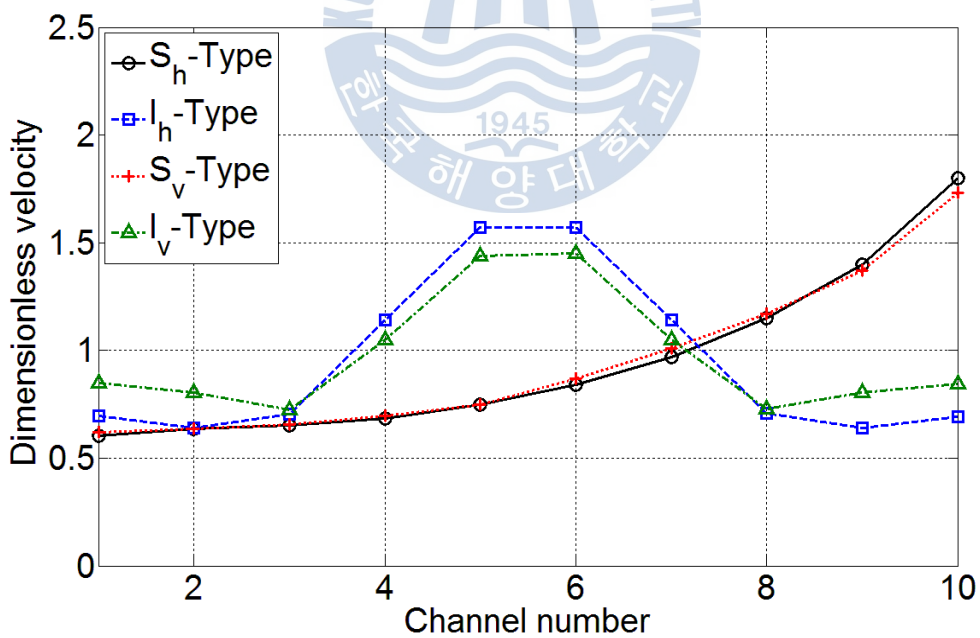
(a) $L=5\text{mm}$, $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



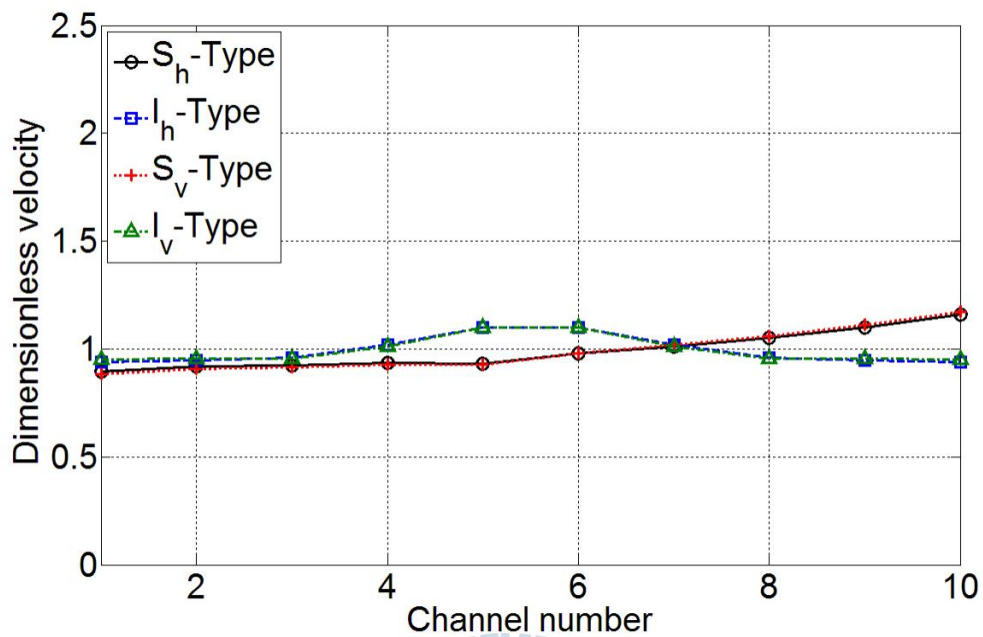
(b) $L=5\text{mm}$, $G=600\text{kg/m}^2\text{s}$



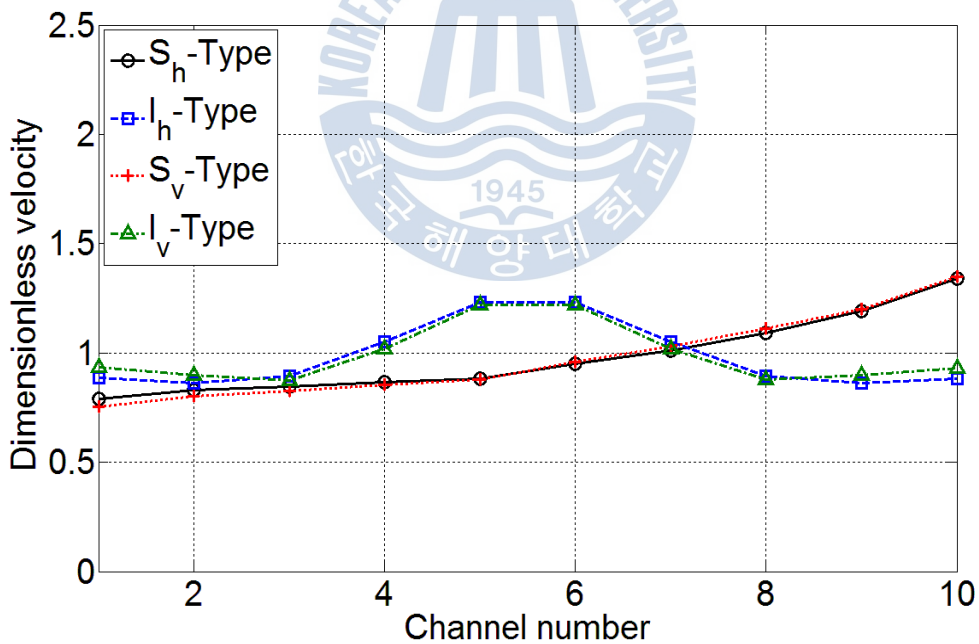
(c) $L=10\text{mm}$, $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



(d) $L=10\text{mm}$, $G=600\text{kg/m}^2\text{s}$



(e) $L=40\text{mm}$, $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



(f) $L=40\text{mm}$, $G=600\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 11 Variation of dimensionless velocity with channel length and mass flux

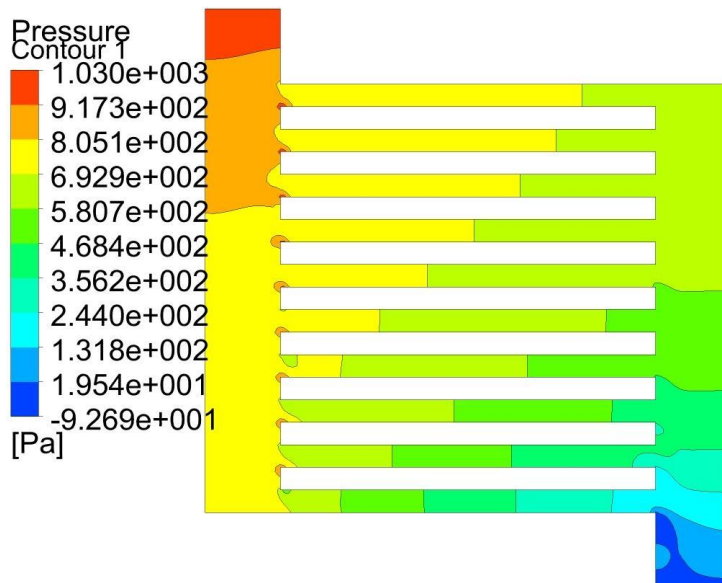
Fig. 12와 13은 각각 마이크로 채널의 종단면에서의 압력과 속도 분포를 나타낸 것이다. S-type은 I-type에 비해 각 채널별로 고른 압력분포가 나타난다. 또한 채널길이가 길어질수록 채널에서의 압력강하는 매니폴드에서의 압력강하보다 상대적으로 커지기 때문에 각 매니폴드의 형상에 의한 영향은 줄어들며, 채널간의 압력분포 또한 균일해진다.

그리고 S-type의 매니폴드의 경우 입구와 근접한 채널에서 낮은 속도를 가지며, 출구측으로 갈수록 속도가 증가한다. 또한 매니폴드의 코너측에서 재순환 영역이 발생하는 것을 확인 할 수 있으며, 재순환 영역은 입·출구 매니폴드에서 각각 다르게 나타난다. 특히, 입구 매니폴드에서 채널로 유입되는 부분에서는 부분적으로 베나 콘트랙타(vena contracta)가 형성되고 있으며, 이로 인해 속도는 순간적으로 증가하다가 다시 감소한다. 베르누이 방정식(Bernoulli equation)에 따르면 속도수두가 압력수두로 변환될 때 손실은 없지만, 실제로는 점성소산에 의해 운동에너지가 마찰열로 변하기 때문에 속도가 감소하며, 압력수두가 회복되는 과정에서 손실이 발생하게 된다.

I-type의 매니폴드의 경우 입·출구와 같은 직선 유로를 형성하는 중간부분의 채널에서는 높은 속도를 가지며 양 끝으로 갈수록 속도는 감소한다. I-type 매니폴드의 경우 S-type에 비해 재순환 영역이 넓은 영역에 걸쳐 발생되고 있다.

수직형 매니폴드 구조에서는 채널 후단과 출구 매니폴드 측에서 발생하는 후류(wake)가 수평형 구조에 비해서 적게 발생하는 것을 확인할 수 있다.

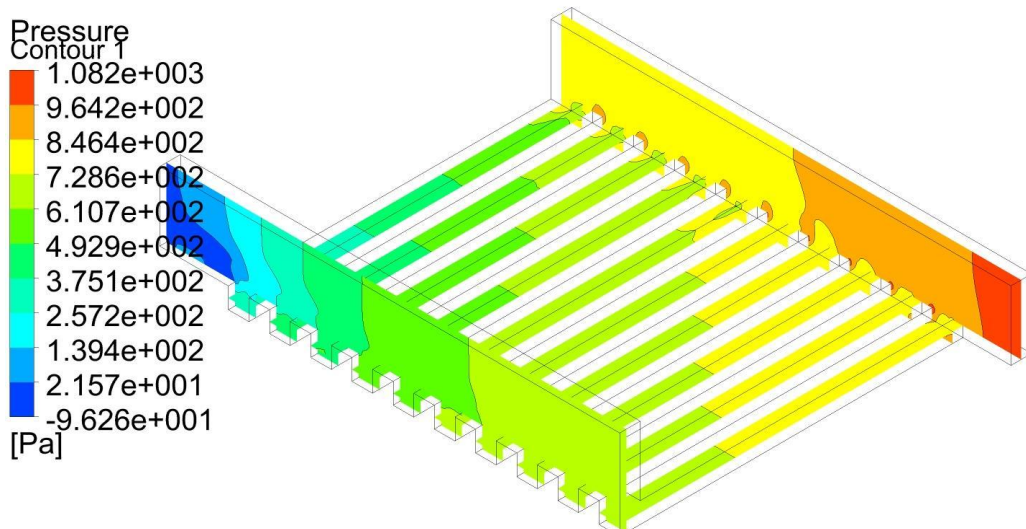
매니폴드의 최적설계를 위해서는 반복설계를 통해 입·출구부의 재순환 영역을 배제할 수 있도록 매니폴드 형상을 설계하고, 채널로 입사하는 유동에 적절한 입사각을 형성시켜 채널로 유입되는 부분에서의 베나 콘트랙타의 형성이 최대한 억제되도록 하여야 한다.



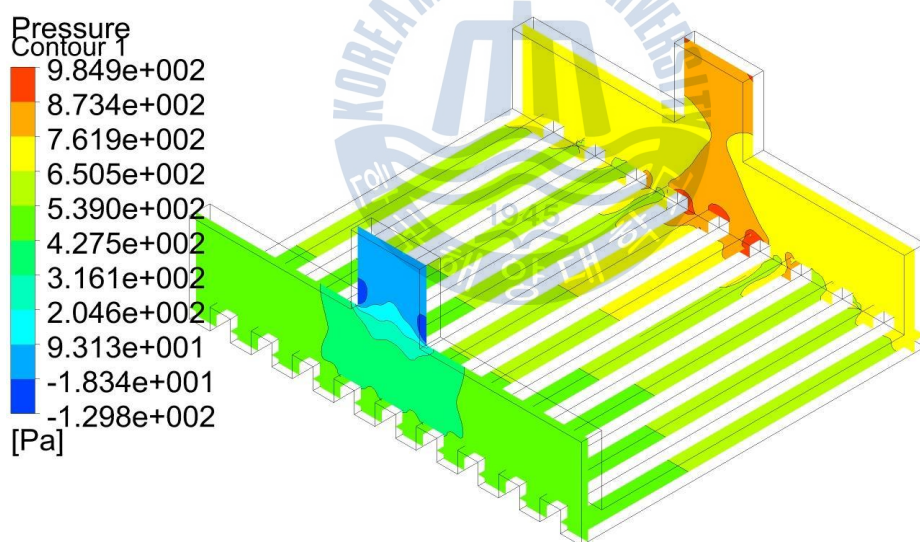
(a) $L=5\text{mm}$, S_h -Type



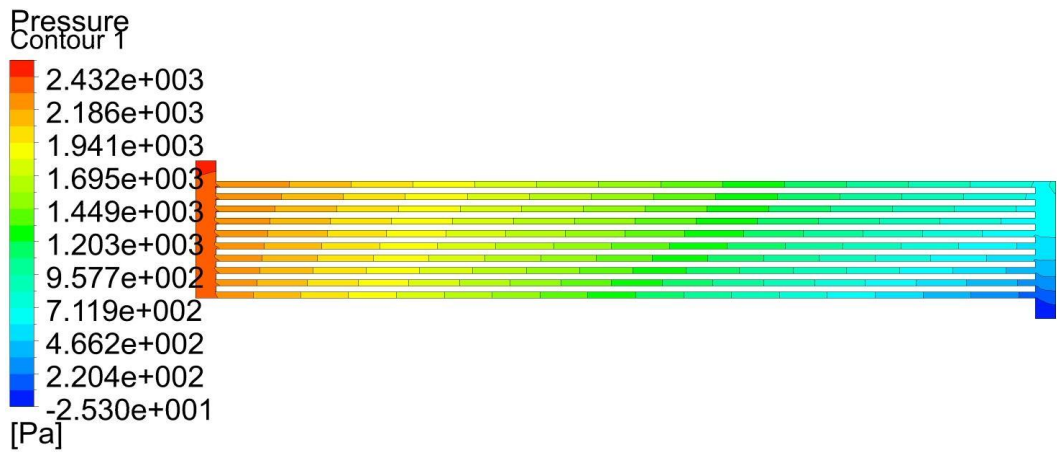
(b) $L=5\text{mm}$, I_h -Type



(c) L=5mm, S_v -Type

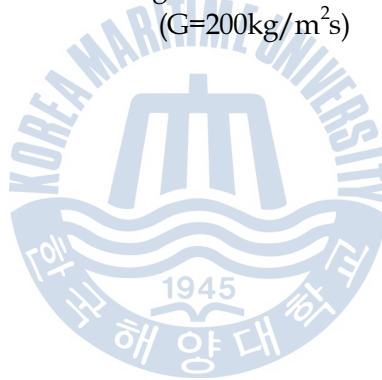


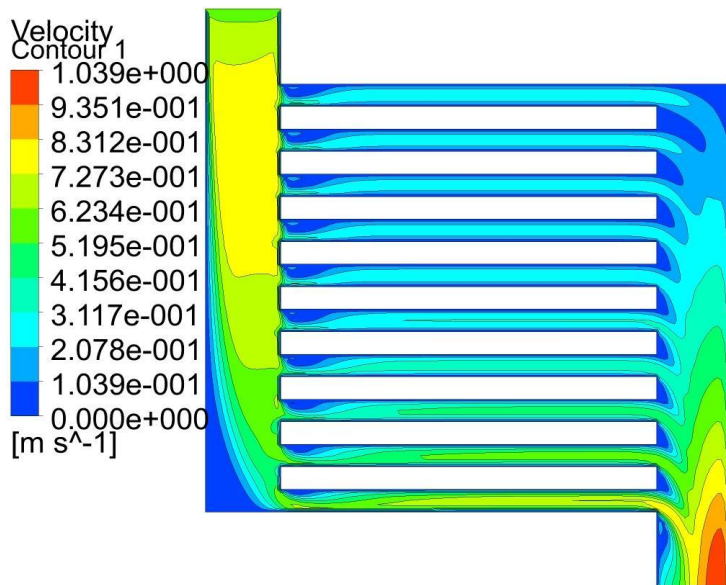
(d) L=5mm, I_v -Type



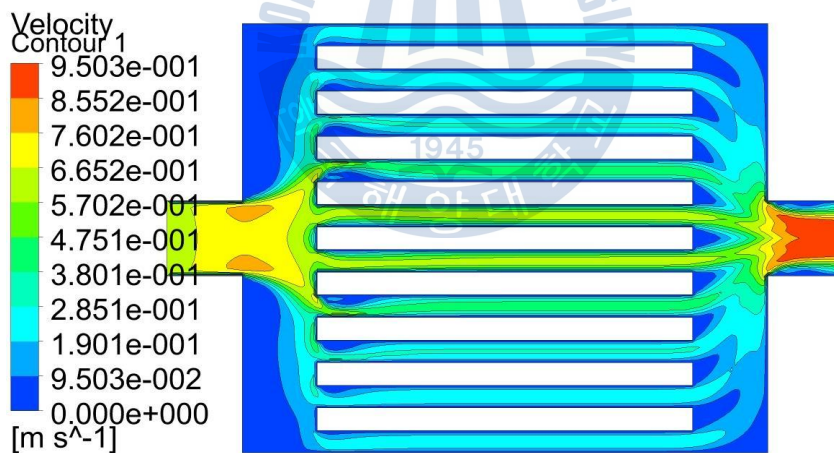
(e) $L=40\text{mm}$, S_h -Type

Fig. 12 Pressure distributions at longitudinal section of parallel micro-channels
($G=200\text{kg/m}^2\text{s}$)

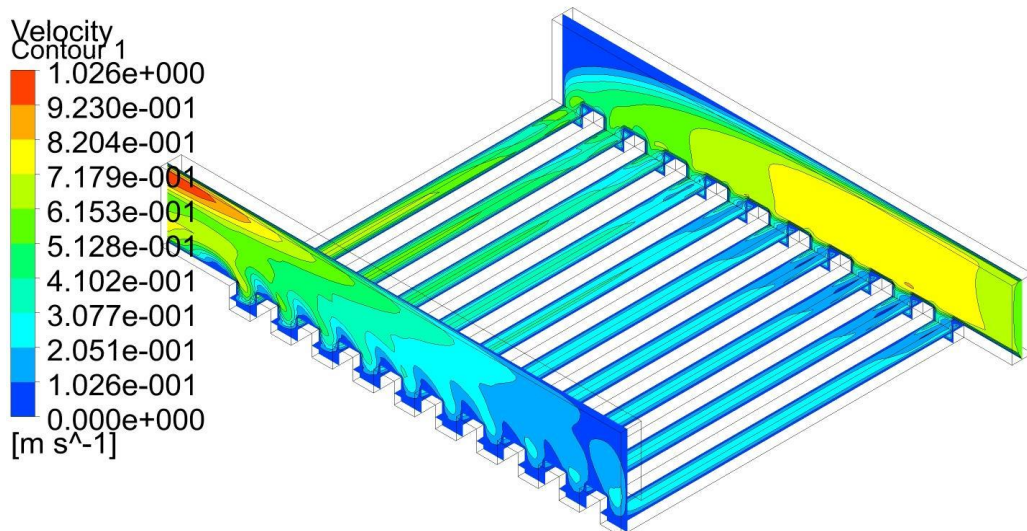




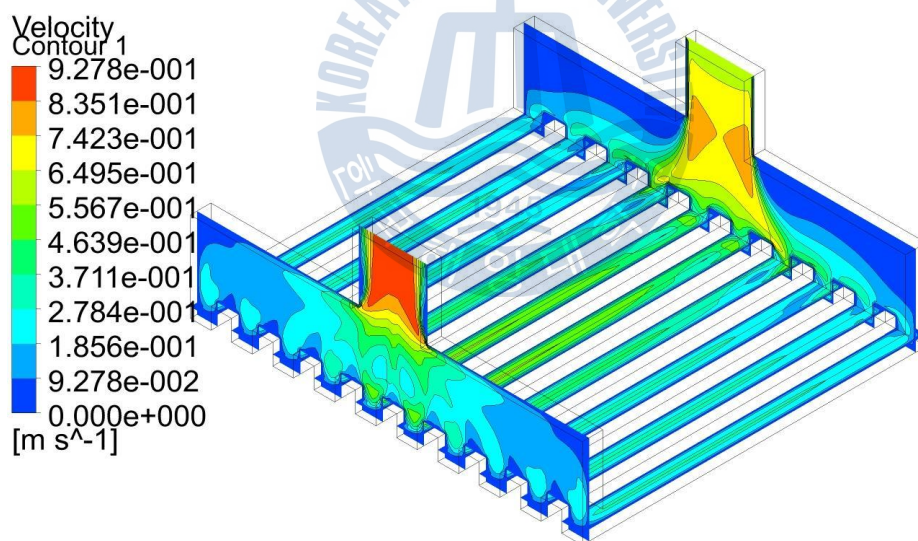
(a) L=5mm, S_h-Type



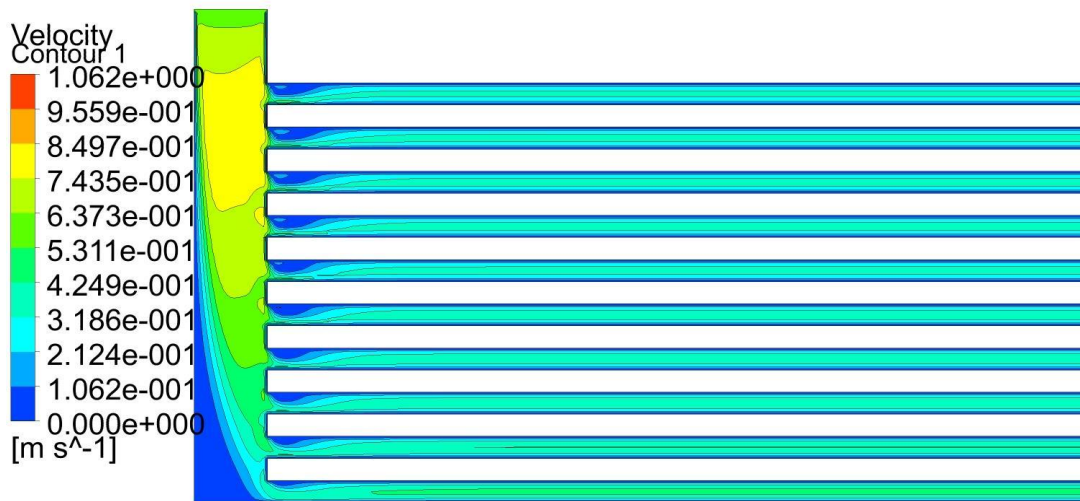
(b) L=5mm, I_h-Type



(c) L=5mm, S_v-Type



(d) L=5mm, I_v-Type



(e) L=40mm, S_h-Type

Fig. 13 Velocity distributions at longitudinal section of parallel micro-channels ($G=200\text{kg/m}^2\text{s}$)



일반적으로 채널에서의 압력강하는 입·출구에 위치한 매니폴드에서 측정하게 되며, 그로인해 채널에서의 압력강하뿐만 아니라 입·출구 손실, 곡관 손실 그리고 확대·축소 손실 등의 부가적인 손실과 수력학적 입구영역에서의 압력강하를 고려해주어야 한다. 단상 유동에서 상기 요소를 고려한 총 압력강하는 식 (50) 과 같이 계산된다(Kandlikar, et al., 2006).

$$dP = \frac{\rho u_m^2}{2} \left[\left(\frac{A_c}{A_p} \right)^2 (2K_{90}) + (K_c + K_e) + \frac{4fL}{D_h} + K(x) \right] \quad (50)$$

식 (50)의 대괄호 속의 항들은 각각 90° 곡관손실, 돌연 축소관과 돌연 확대 관에서의 손실, 완전 발달한 영역의 채널에서의 손실, 유체역학적 입구영역에서의 손실을 의미한다. 이때 유체역학적 입구영역에서의 손실과 유체역학적 입구 길이는 각각 식 (51)와 (52)에 의해 계산된다.

$$K(x) = (f_{app} - f) \frac{4L}{D_h} \quad (51)$$

$$\frac{L_h}{D_h} = 0.05 Re \quad (52)$$

부가적인 압력손실과 유체역학적 입구영역에서의 손실을 배제하기 위하여 Fig. 9(b)와 같은 형태의 병렬 마이크로 채널을 모델링하였다. 채널의 규격은 깊이와 폭을 각각 $200 \mu m$, $450 \mu m$, 채널의 개수는 15개, 총길이는 60mm로 하였으며 입·출구부와 차압 측정구간에는 I-type의 매니폴드를 적용하였다.

모델링한 병렬 마이크로 채널과 같은 형태로 실제 시험부를 제작하여 병렬 마이크로 채널에서의 FC-72를 작동유체로 사용하여 단상 유동 압력강하 실험과 수치해석을 동시에 수행하였다.

Fig. 14는 질량유속의 변화에 따른 실험값과 수치해석에 의한 압력강하를 나타내었다. 식 (50)에 표현된 바와 같이 압력강하는 질량유속의 제곱에 비례하여 증가한다. 그리고 Fig. 15는 Reynolds number 변화에 따른 마찰계수를 나타낸 것이다. 수치해석 결과는 Reynolds number 100 이하의 영역에서 마찰계수를 다소 낮게 예측하고 있으며 $Re > 100$ 의 영역에서는 실험값과 거의 일치한다. 수치해석에서 적용한 점성계수와 밀도를 비롯한 작동유체의 물성치는 Table 5와 같이 작동유체의 평균온도에 대한 상수로 정의된 물성치를 사용하였다. 낮은 Reynolds number 영역에서 실험과 수치해석의 결과에서 다소 차이가 나는 이유는 낮은 Reynolds number에서는 점성력이 유체 유동에 미치는 영향이 커지게 되는데, 이 영역에서 수치해석과 실제 작동유체의 물성치의 차이에 의한 오차와 실험의 측정오차에 기인한 오차로 사료된다.

Table 5 Properties of FC-72

Boiling point(1 atm)	56 °C
Liquid density	1,680 kg/m ³
Kinematic viscosity	3.7×10^{-7} m ² /s
Specific heat at a constant pressure	1.1 kJ/kg·K
Latent heat of vaporization	88 kJ/kg
Surface tension	0.012 N/m
Thermal conductivity	0.057 W/m·K

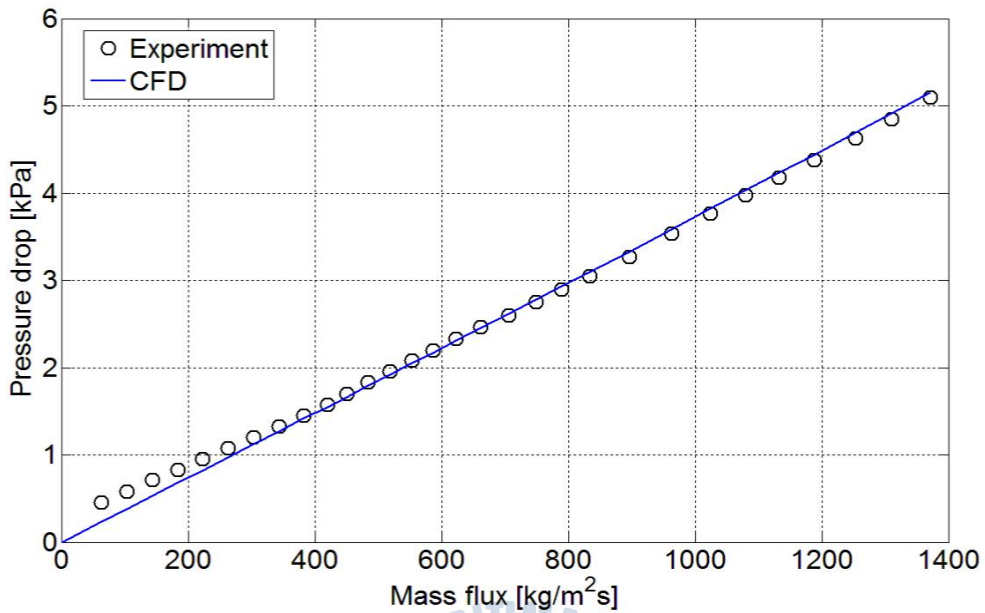


Fig. 14 Comparison between experimental data and CFD data of pressure drop

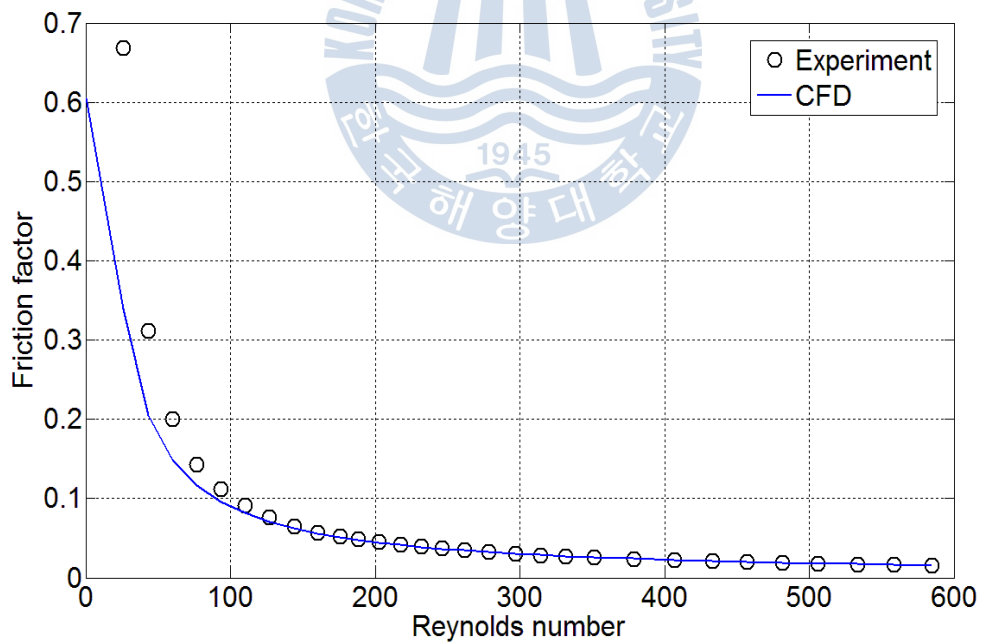


Fig. 15 Comparison between experimental data and CFD data of friction factor

Fig. 16은 질량유속 $896.0\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 채널 전체에 걸친 압력강하를 나타내었으며, 이때 입구 매니폴드와 차압 측정 구간의 매니폴드의 압력분포를 확대하여 나타내었다. 채널 전체에 걸친 압력강하는 각 채널마다 균일하게 발생하는 것으로 나타났다. 한편 입구 매니폴드 내에서의 압력강하는 222Pa 이 발생하는데 반해 차압 측정 구간의 매니폴드에서의 압력강하는 5Pa 에 불과하다. 다시 말해서 차압 측정 구간의 매니폴드에서 발생하는 압력강하는 전체 압력강하에 비해 무시할 수 있을 만큼 작다.

Fig. 17은 질량유속별 마이크로 채널 종단면에서의 속도분포를 나타내었다. 입구 매니폴드와 차압 측정구간의 매니폴드 사이에서 유체 역학적 입구 영역이 존재한다. 식 (52)에 의해 계산된 유체 역학적 입구 길이는 질량유속 $62.8\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 약 0.36mm 이며, $1,371.6\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 약 8.09mm 에 이른다. 수치해석 결과를 보면 질량유속이 증가할수록 유체역학적 입구길이 길어지며, 입구에 가까운 채널부에는 균일한 유동분배가 이루어지지 않아 채널마다 유체역학적 입구영역의 길이가 다르게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 압력 측정 구간의 매니폴드에서 면적이 확대됨에 따라 속도는 줄어들었다가 차압 측정 구간 이후에서 다시 속도를 회복하게 되며, 그 후 일정한 속도를 유지하고 있다.

본 장에서 사용한 방법으로 측정한 압력강하는 순수하게 채널에서의 압력강하로 간주 할 수 있으며, 기존의 방법으로 차압을 측정할 때 발생하는 부차적 손실을 고려해 줄 필요가 없게 되며, 그로 인해 발생하는 오차를 줄일 수 있게 된다.

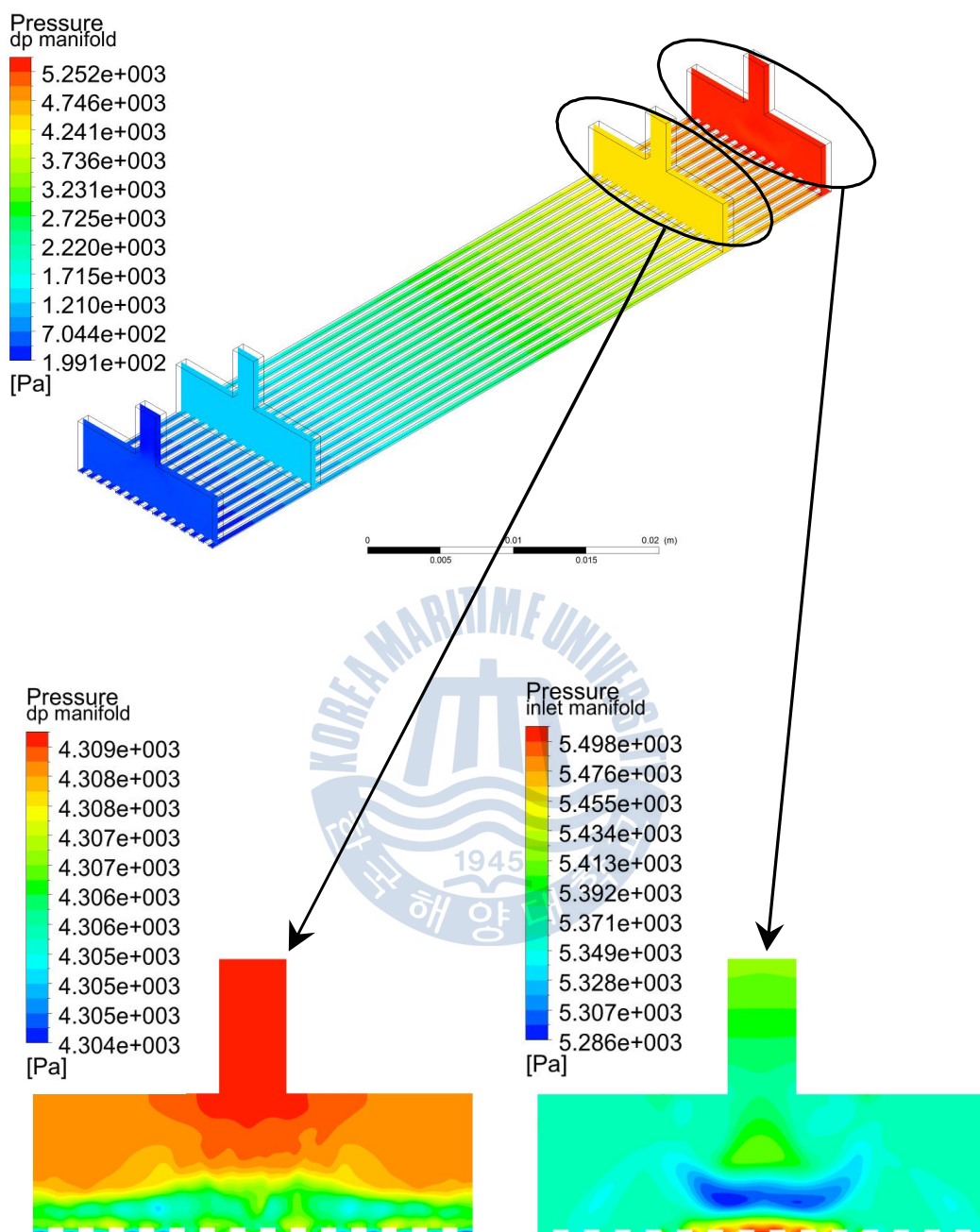
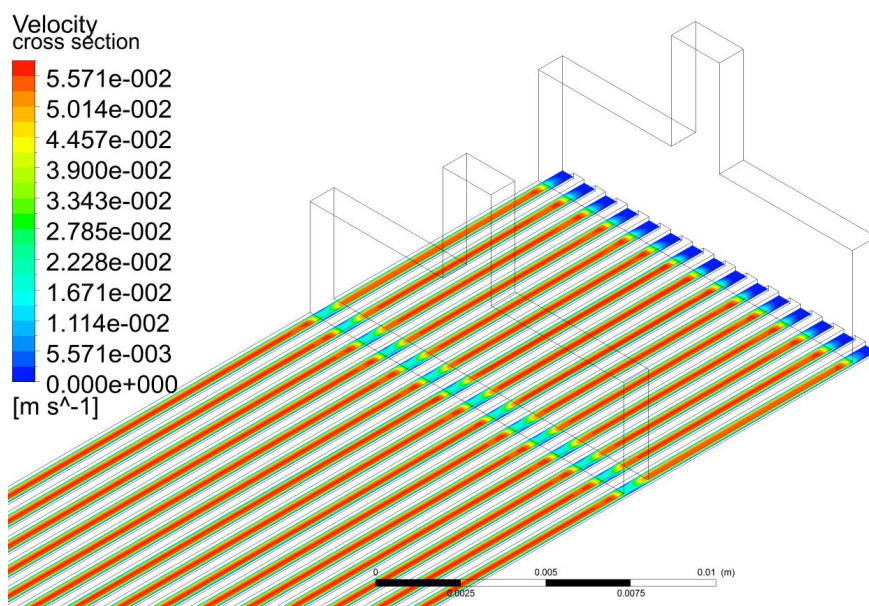
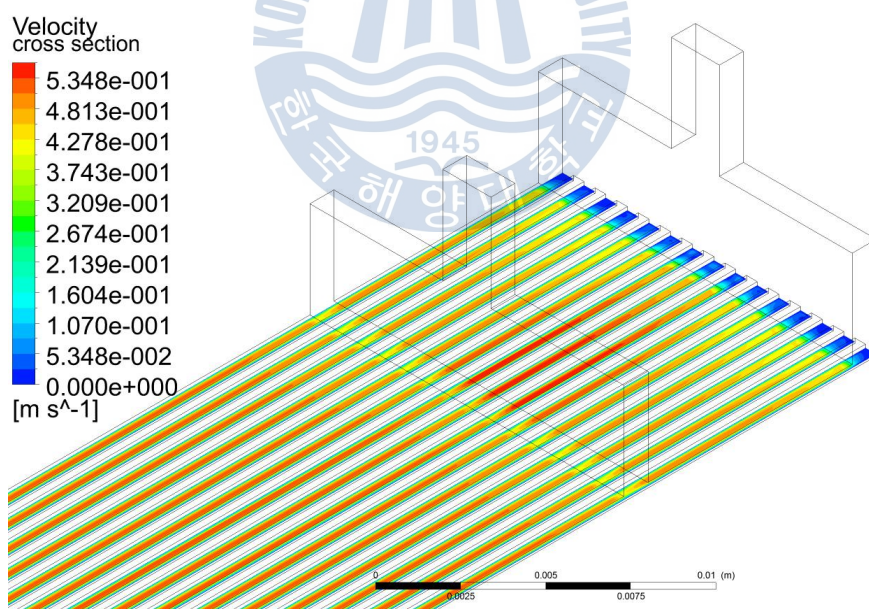


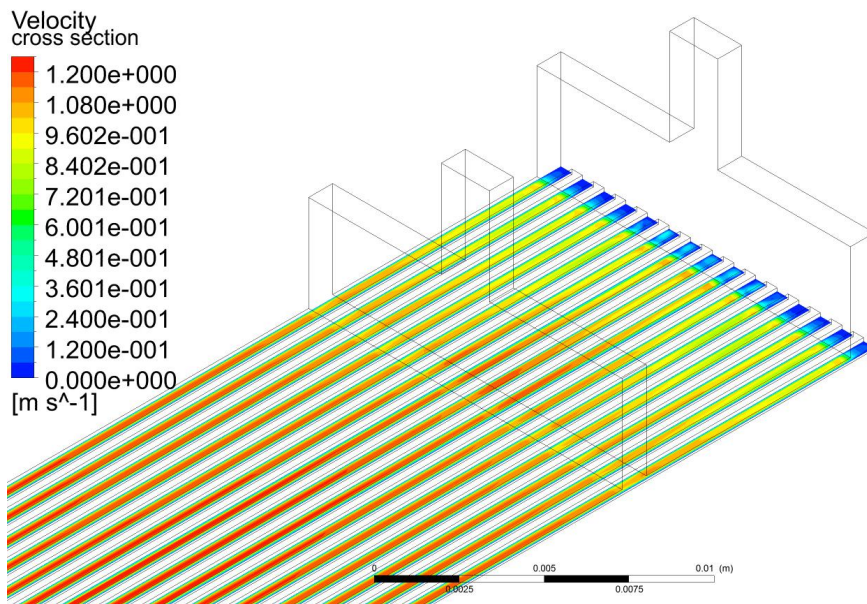
Fig. 16 Pressure distribution at longitudinal section of parallel micro-channels
($G=896.0\text{kg/m}^2\text{s}$)



(a) $G=62.8\text{kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=587.2\text{kg/m}^2\text{s}$



(c) $G=1371.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 17 Velocity distributions longitudinal section of parallel micro-channels



4.3 요약

본 장에서는 채널의 길이와 매니폴드의 형상 및 입구조건 변화에 따른 병렬 마이크로 채널에서의 유동 특성에 대한 수치해석과 실험을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 장에서 고려한 4가지 채널 형상에서는 질량 유속이 낮을수록, 채널의 길이가 길어질수록 압력분포와 속도분포가 고르게 나타났다. 채널의 길이가 길어질수록 채널에서의 압력강하가 매니폴드에서 발생하는 압력강하에 비해서 상대적으로 커지기 때문에 매니폴드의 형상에 의한 영향이 줄어들며, 채널간의 압력분포 또한 균일해진다. 즉, 질량유속이 증가할수록, 그리고 채널의 길이가 짧아질수록 입·출구 매니폴드의 형상이 유동분배에 중요한 역할을 한다는 것을 의미한다.
2. 채널별 속도 분포 경향은 주로 매니폴드 형상에 의해 결정되는데 S-type 매니폴드는 입구와 근접한 채널에서 낮은 속도를 가지며 출구측으로 갈수록 속도는 증가하며, I-type 매니폴드는 중간에 위치한 채널에서 높은 속도를 가지며 양 끝으로 갈수록 속도는 감소한다.
3. 일반적으로 채널에서의 압력강하는 입·출구에 위치한 매니폴드에서 측정하게 되는데, 이때는 입·출구 손실 및 기타 부차적인 손실을 고려해주어야 한다. 본 장에서는 입·출구 사이에 차압 측정을 위한 매니폴드를 별도로 제작하여 차압을 측정하는 방식으로 수치해석과 실험을 수행하였다. 이때 측정된 차압은 채널에서의 발생하는 순수한 압력강하로 볼 수 있으며, 입·출구 손실, 곡관 손실, 돌연 확대·축소관 손실 그리고 유체역학적 입구영역에서 발생하는 부차적 손실 등을 포함하지 않는다. 이러한 현상을 확인하기 위해서 실시한 수치해석의 결과는 실험에서 얻어진 결과와 대체적으로 일치하였다.

제 5 장 2상 유동 압력강하

5.1 개요

2.2에서 살펴본 바와 같이 수평 채널에서의 2상 유동 시 총 압력강하는 가속에 의한 압력강하와 마찰에 의한 압력강하의 합으로 구해지며, 이때 마찰 압력강하는 대부분의 경우 총 압력강하에서 가장 많은 비중을 차지하기 때문에 채널 내부 유동에서 총 압력강하를 예측하기 위해서는 우선 마찰 압력강하를 정확하게 예측하여야 한다. 이러한 마찰 압력강하를 예측하기 위한 모델은 크게 균질 모델과 분리류 모델이 있다.

마이크로 채널에서는 매크로 채널에 비해서 높은 열전달 특성을 가지는 반면에 높은 압력강하가 나타나며, 이러한 압력강하를 예측하기 위해 기존의 상관식들을 이용한 예측값과 본 장의 실험 결과들을 비교하였다. 실험에서 얻어진 자료를 토대로 본 연구에서는 작동유체로 사용된 FC-72의 비등 압력강하 특성과 경향을 확인하였다. 기존의 상관식은 매크로 채널에서 개발된 균질류 모델, Lockhart and Martinelli (1949), Muller-Steinhagen and Heck(1986)의 상관식과 미니/마이크로 채널에서 개발된 Mishima and Hibiki(1996), Sun and Mishima(2009a), Qu and Mudawar(2003a), Kim and Mudawar(2013a), Hwang and Kim(2006), 최용석 등(2014)의 상관식을 이용하였으며, 이를 통해 압력강하에 영향을 미치는 주요 변수와 압력강하 특성을 분석하였다.

그리고 압력강하에 영향을 미치는 주요 변수와 무차원수를 이용하여 실험 결과를 보다 정확하게 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

5.2 압력강하 특성 및 예측

2.2에서 살펴본 바와 같이 채널에서의 수평 채널에서의 2상 유동 시 총 압력강하는 식 (53)과 같이 마찰에 의한 압력강하와 가속에 의한 압력강하의 합으로 표현된다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{acc} \quad (53)$$

가속에 의한 압력강하는 운동량 유속의 측정을 통해 가늠할 수 있으므로, 본 장에서는 실험을 통해 계측된 총 압력강하 중에서 마찰 압력강하 성분만을 계산하여 분석하였다.

Fig. 18과 Fig. 19는 각각 증기 건도의 변화에 따른 총 압력강하와 마찰 압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 총 압력강하와 마찰 압력강하는 증기 건도와 질량유속이 증가함에 따라서 증가하였으며, 마찰 압력강하는 건도 0-0.6 범위 내에서 증가폭이 두드러지게 나타난 후 높은 건도에서는 증가폭이 감소하는 경향이 나타났다. 이것은 건도가 증가함에 따라서 전체 압력강하에서 가속에 의한 압력강하의 비중이 커지기 때문이다.

실험결과와 상관식들의 예측값의 비교는 식 (54)로 정의된 MAE(mean absolute error)를 사용하여 판단하였으며, 실험결과와 기존의 상관식들에 의한 예측값 사이의 MAE는 Table 6에 나타내었다.

$$MAE = \frac{1}{N} \sum \left[\frac{|P_{pred} - P_{exp}|}{P_{exp}} \times 100 \right] \quad (54)$$

Table 6 Mean absolute error for frictional pressure drop

Correlations	MAE(%)
Homogeneous model	65.2
Lockhart and Martinelli(1949)	249.2
Muller-Steinhagen and Heck(1986)	66.6
Mishima and Hibiki(1996)	39.2
Sun and Mishima(2009a)	65.2
Qu and Mudawar(2003a)	48.9
Kim and Mudawar(2013a)	91.5
Hwang and Kim(2006)	15.6
Choi et al.(2014)	12.0

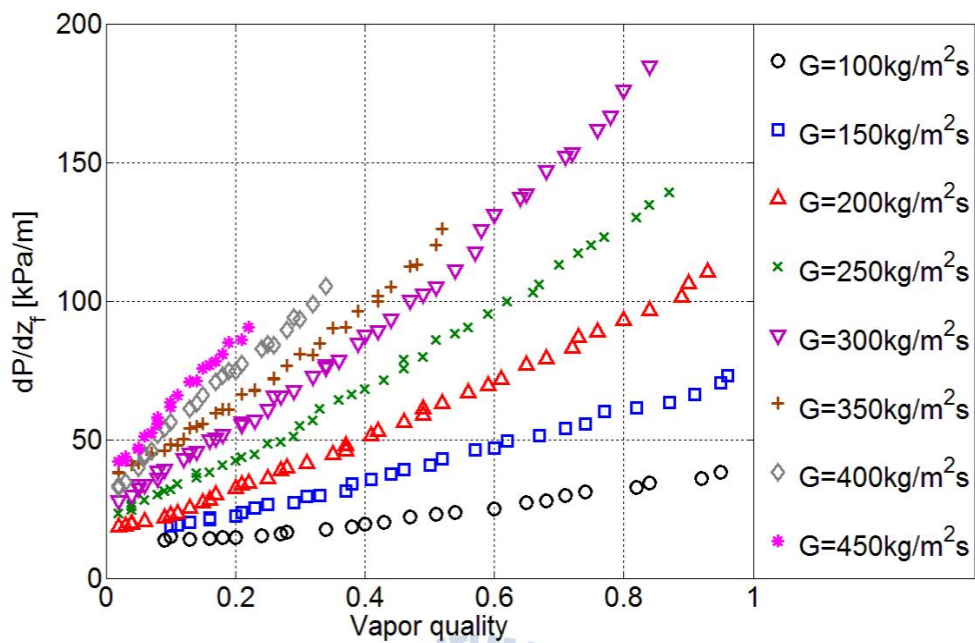


Fig. 18 Variation of total pressure drop with respect to vapor quality

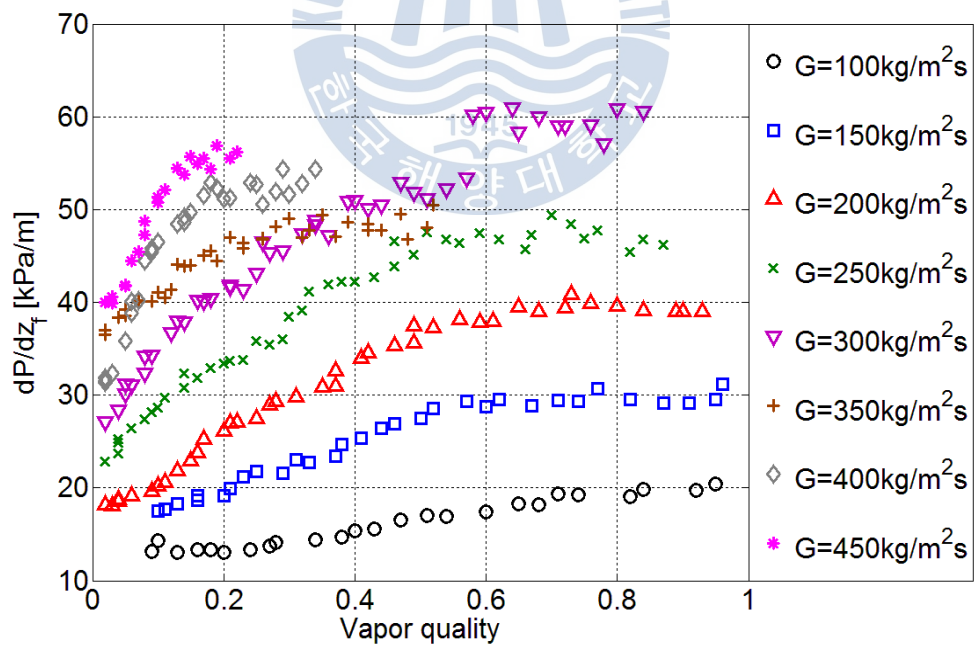
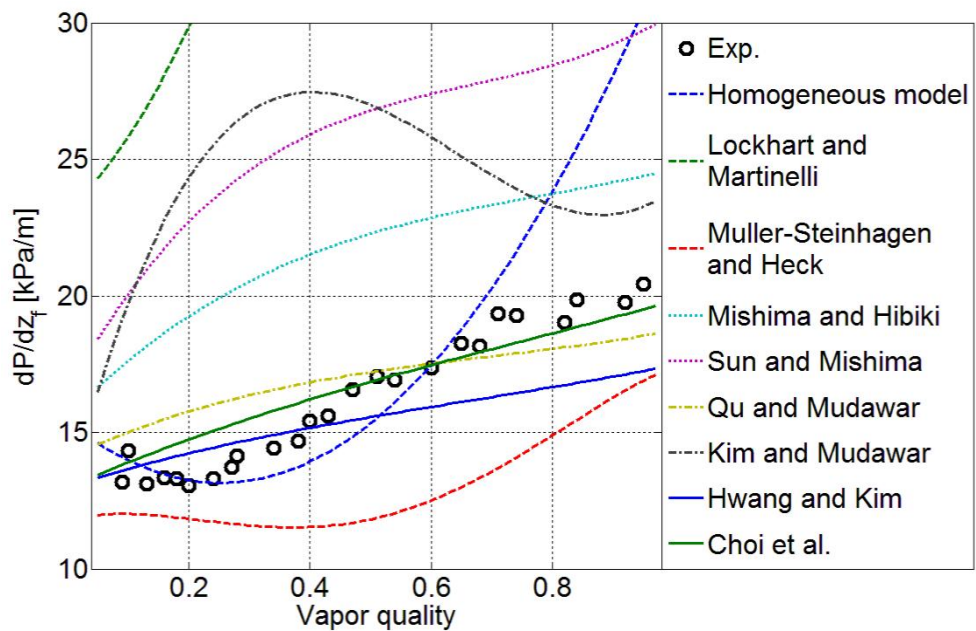


Fig. 19 Variation of frictional pressure drop with respect to vapor quality

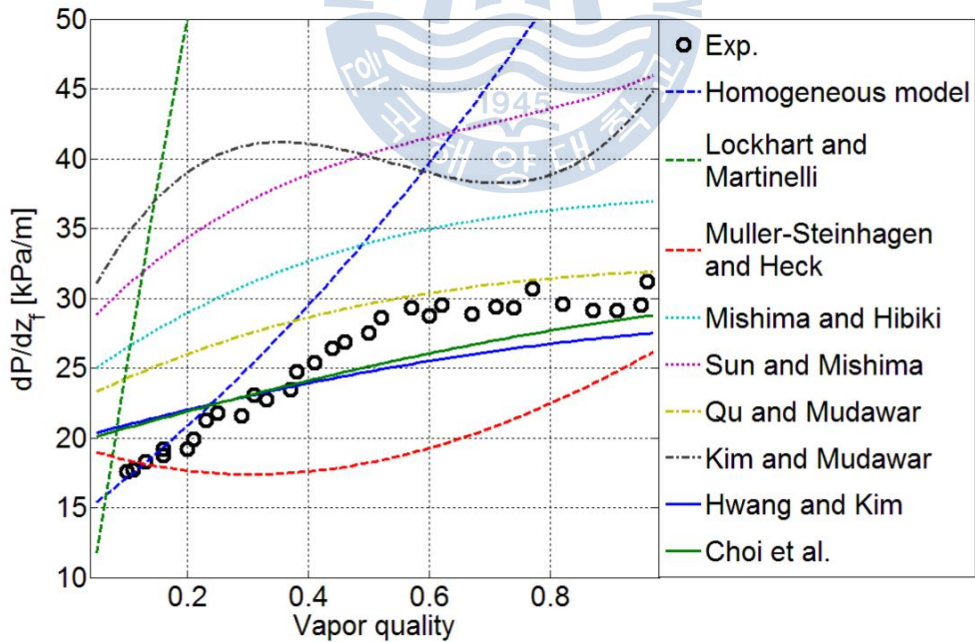
Fig. 20은 각 질량유속에서 증기 건도의 변화에 따른 실험에 의한 마찰 압력강화와 기존의 상관식을 이용해서 예측한 마찰 압력강화를 나타낸 것이다. Muller-Steinhagen(1986)의 상관식은 낮은 질량유속($G < 350 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서는 매크로 채널에서 개발된 상관식들 중 가장 정확하게 실험값을 예측하였으나, 높은 질량유속($G > 350 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서는 균질 모델과 Lockhart and Martinelli(1949)의 상관식과 마찬가지로 실험값에 비해 마찰 압력강화를 높게 예측하였다. Lockhart and Martinelli의 상관식은 Chisholm 상수를 각 상의 유동장에 따라 상수로 정의하였다. 일반적으로 마이크로 채널에서는 좁은 직경으로 인해 높은 속도에도 Reynolds number는 낮은 값을 가진다. 이로 인해서 매크로 채널에서의 상관식들은 유동장의 특성을 충분히 반영하지 못하였으며, 마찰 압력강화를 높게 예측하였다.

Qu and Mudawar(2003a)는 Mishima and Hibiki(1996)의 상관식을 수정하여 질량유속의 영향을 더해주었으며, $G < 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 낮은 질량유속에서는 비교적 정확하게 마찰 압력강화를 예측하였으나, 질량유속이 증가함에 따라 예측값의 오차가 증가하였다. 전반적으로 Mishima and Hibiki(1996), Sun and Mishima(2009a) 그리고 Qu and Mudawar(2003a)의 상관식은 증기 건도의 증가에 따른 마찰 압력강화의 증가 추세를 잘 예측하였으나, 오차가 큰 것으로 나타났다. 기존의 상관식 중에서는 Hwang and Kim(2006)의 상관식과 최용석 등(2014)의 상관식이 각각 MAE 15.6%, 12.0%내에서 실험결과를 가장 잘 예측하는 것으로 나타났다.

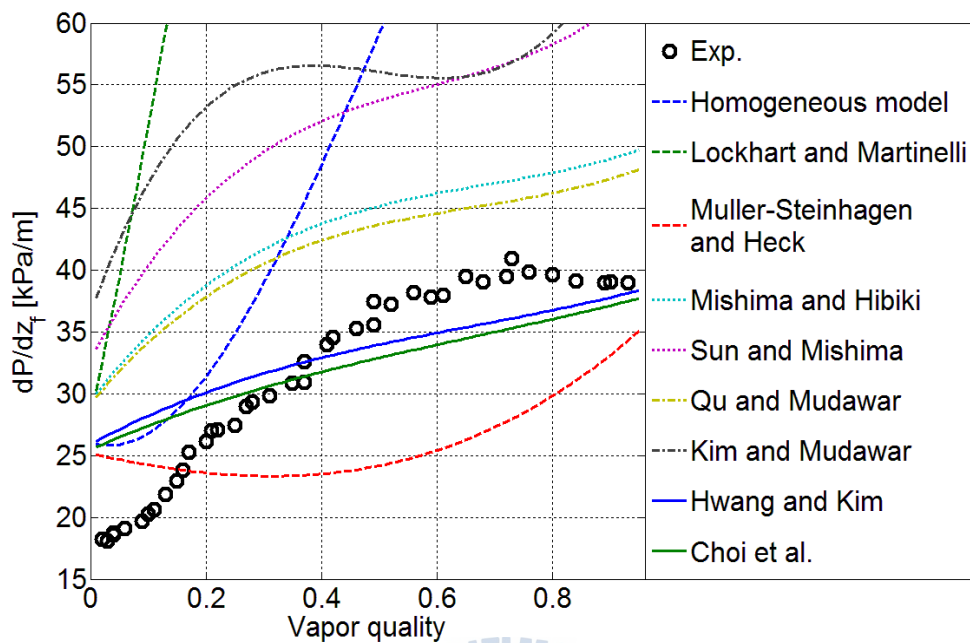
Fig. 21은 측정된 마찰 압력강화에 대한 각 상관식들의 마찰 압력강하 예측치를 비교해서 나타내었다. Lockhart and Martinelli와 Muller-Steinhagen and Heck의 상관식에 의한 예측값을 보면 낮게 예측하고 있는 부분과 높게 예측하고 있는 부분으로 나뉘는데, 낮게 예측된 부분은 층류의 액상과 층류의 기상에서 예측되었으며, 높게 예측된 부분은 층류의 액상과 난류의 기상에서 예측되었다. 마이크로 채널에서는 매크로 채널에 비해서 유동장의 변화에 따른 압력강하의 변동이 상대적으로 작다고 볼 수 있다.



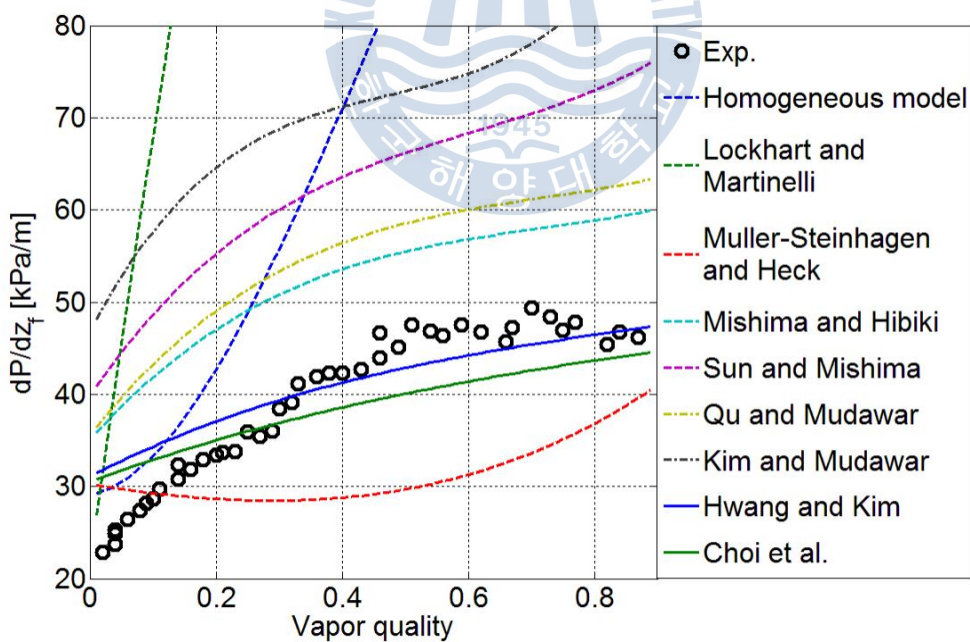
(a) $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



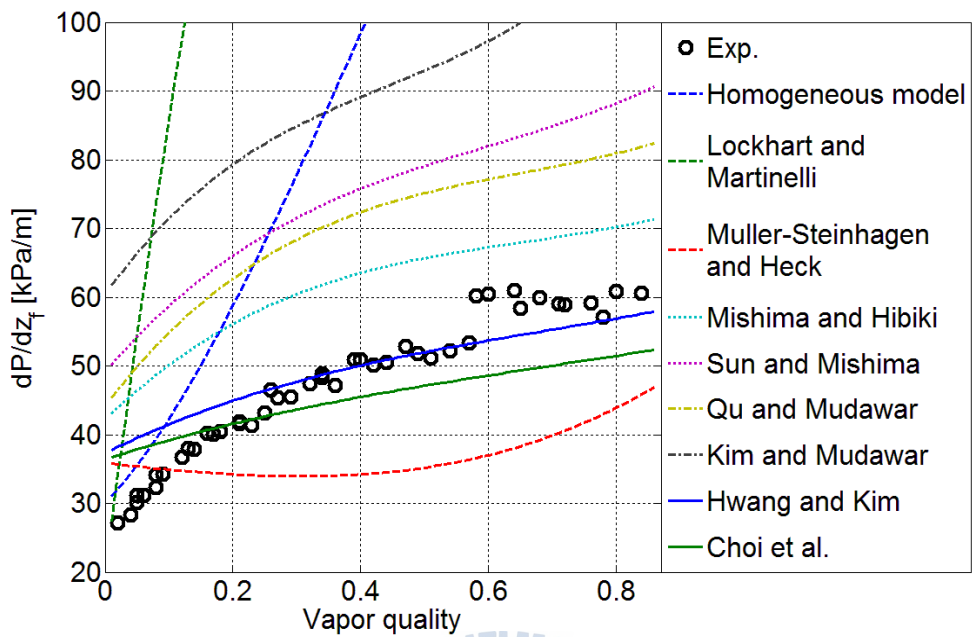
(b) $G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$



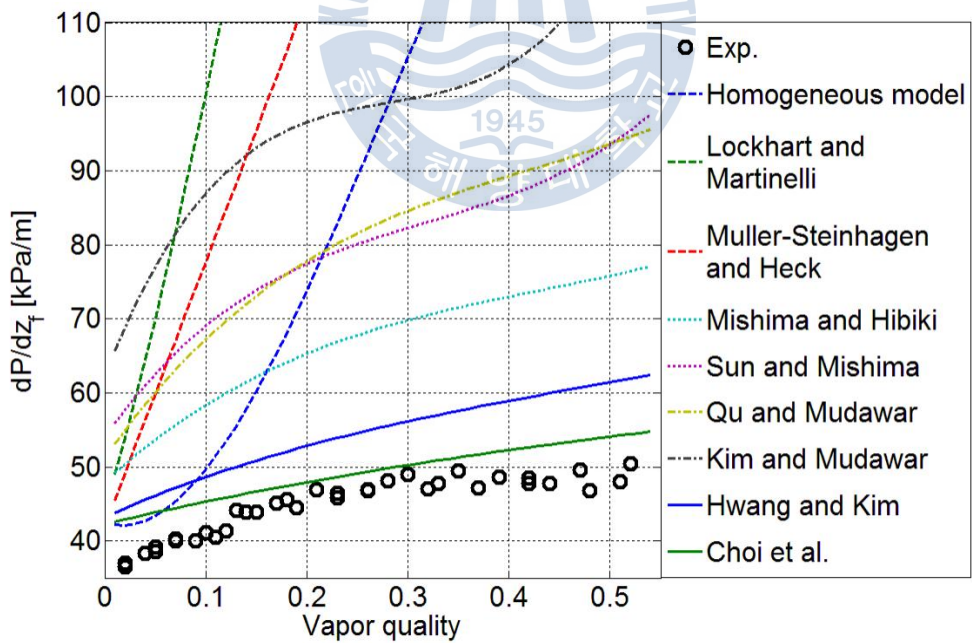
(c) $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$



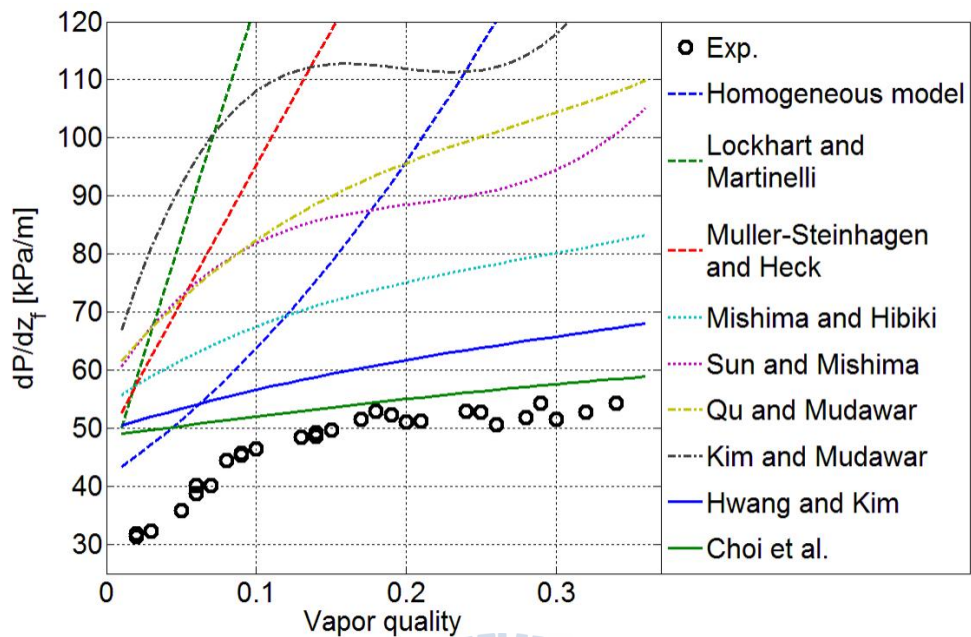
(d) $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$



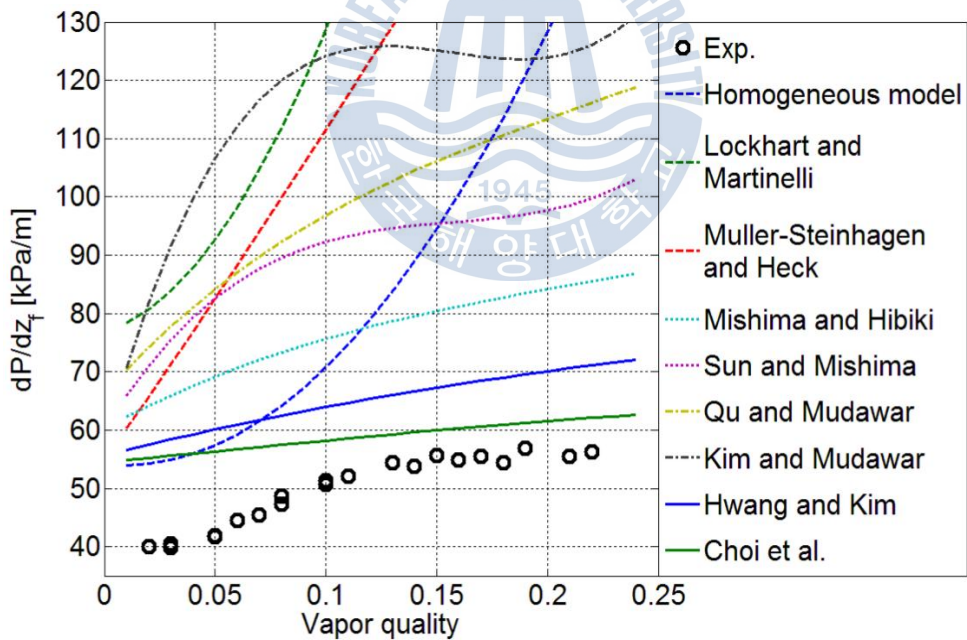
(e) $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(f) $G=350 \text{ kg/m}^2\text{s}$

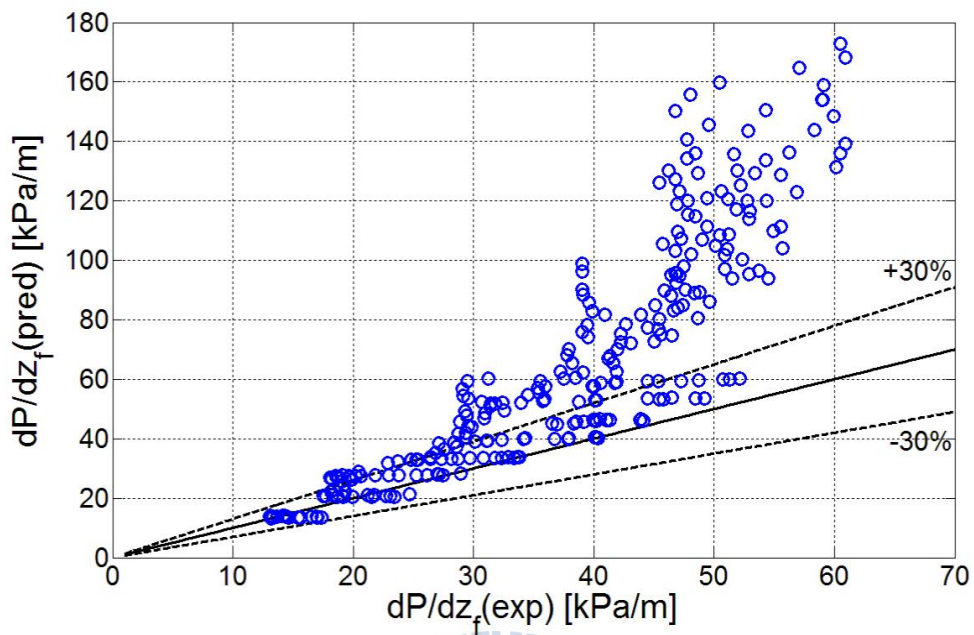


(g) $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$

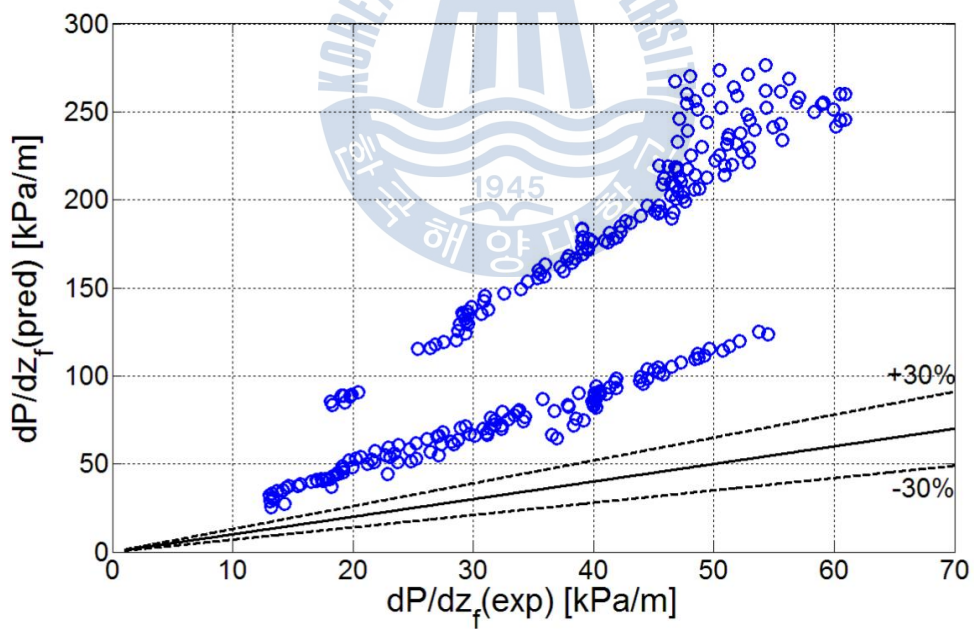


(h) $G=450 \text{ kg/m}^2\text{s}$

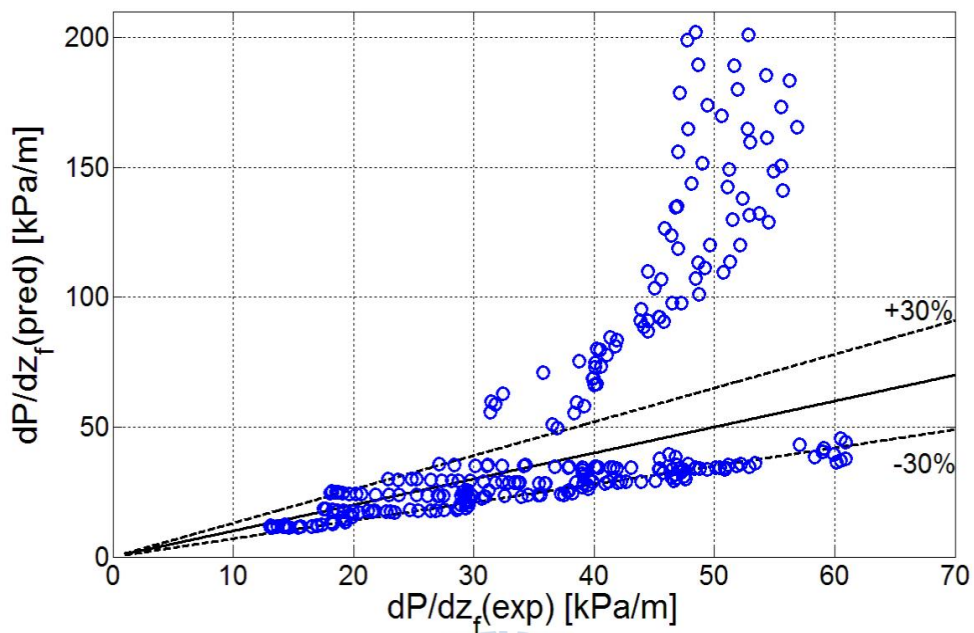
Fig. 20 Comparison of measured frictional pressure drop with predictions by existing correlations



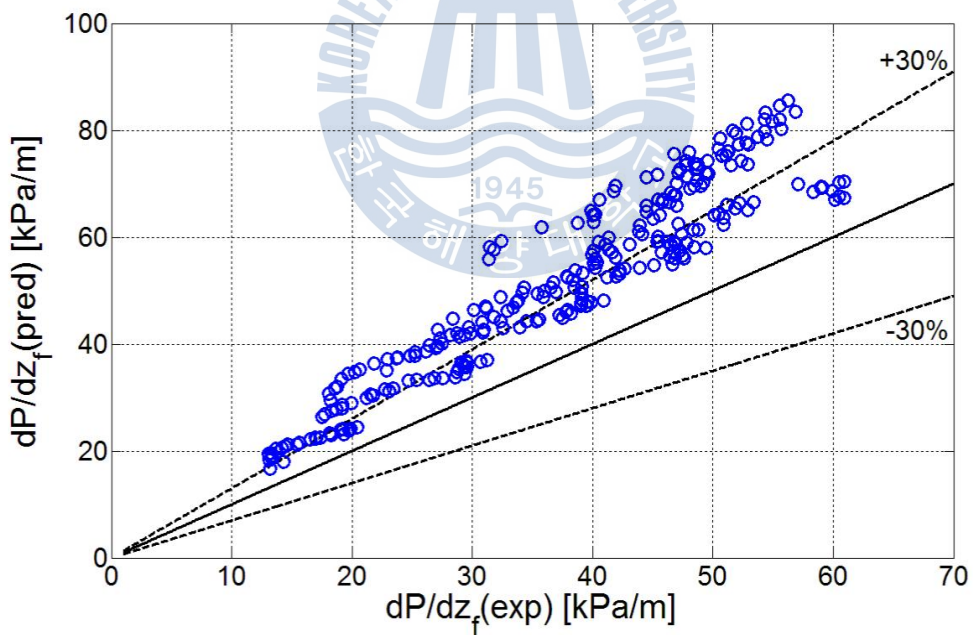
(a) Homogeneous model



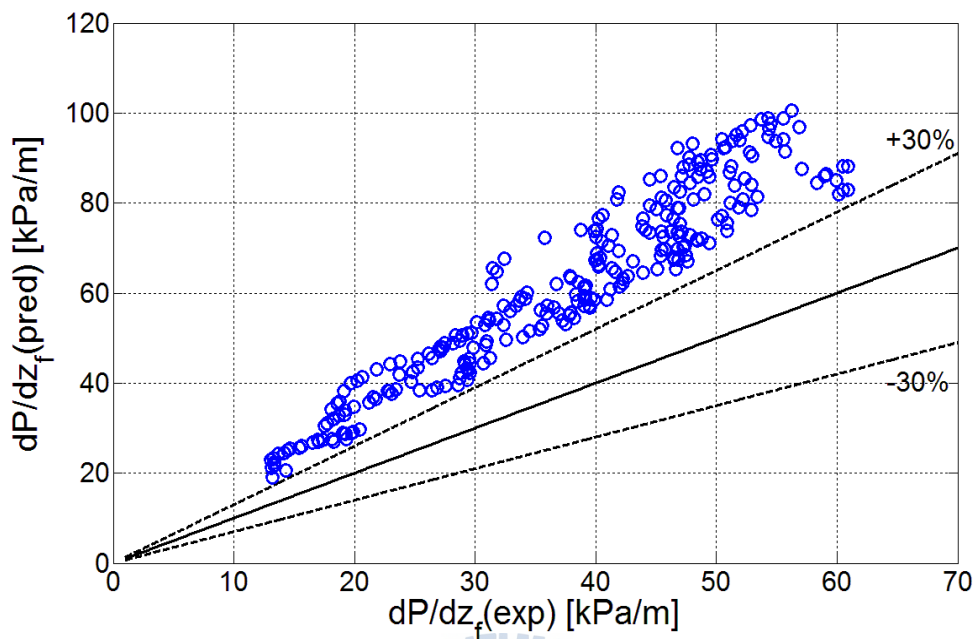
(b) Lockhart and Martinelli



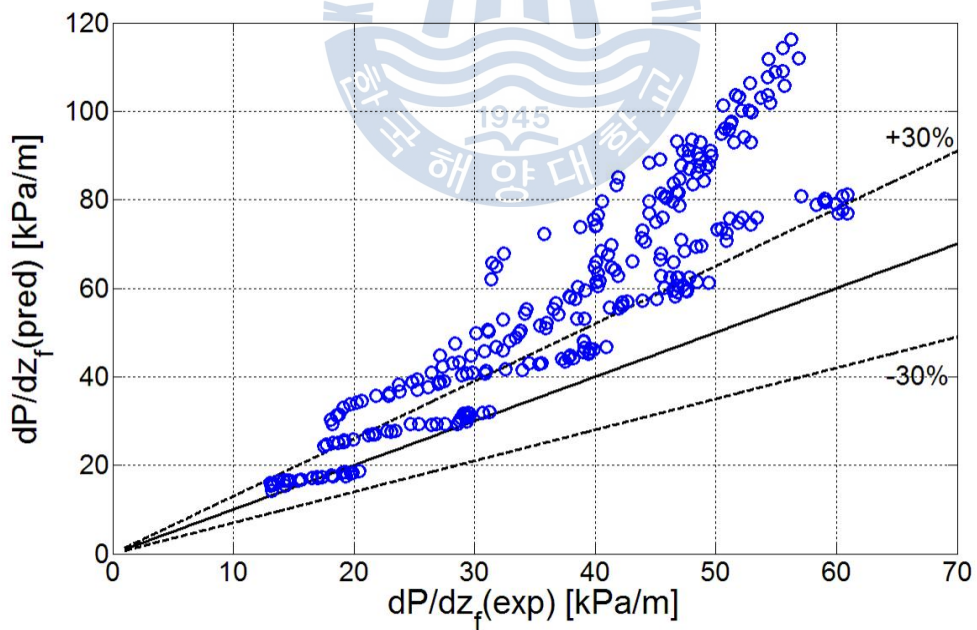
(c) Muller-Steinhagen and Heck



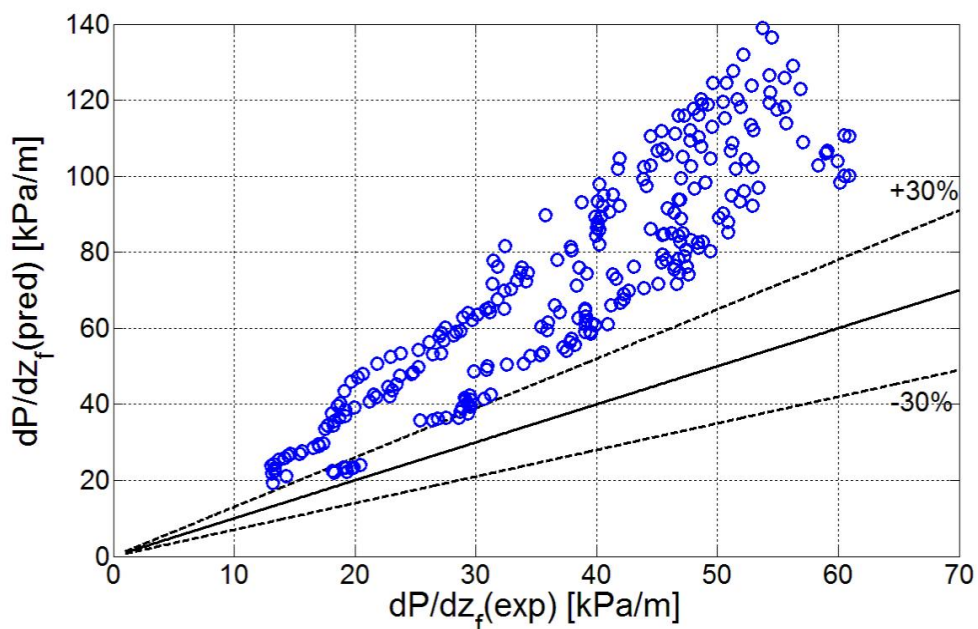
(d) Mishima and Hibiki



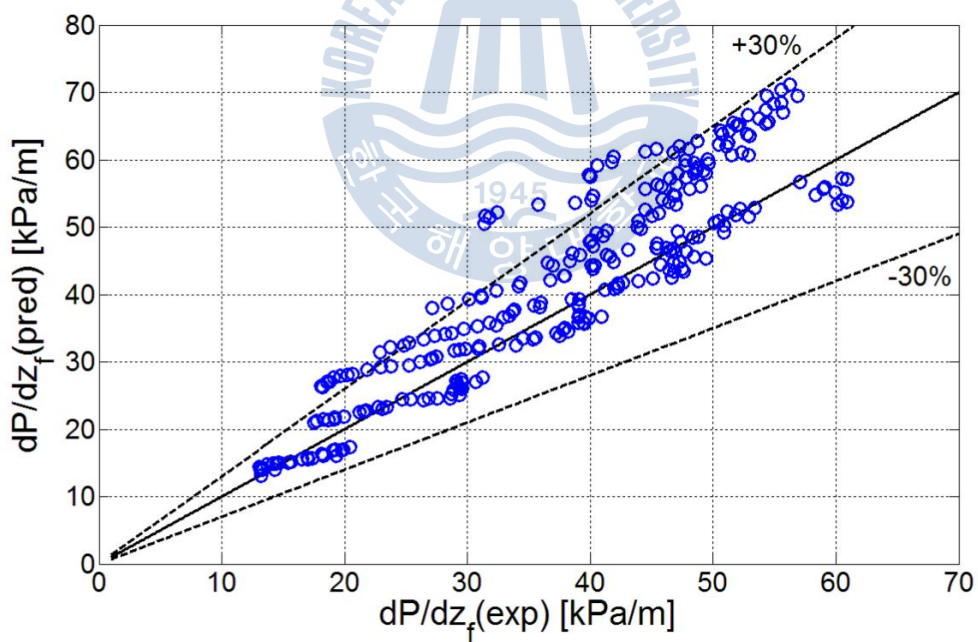
(e) Sun and Mishima



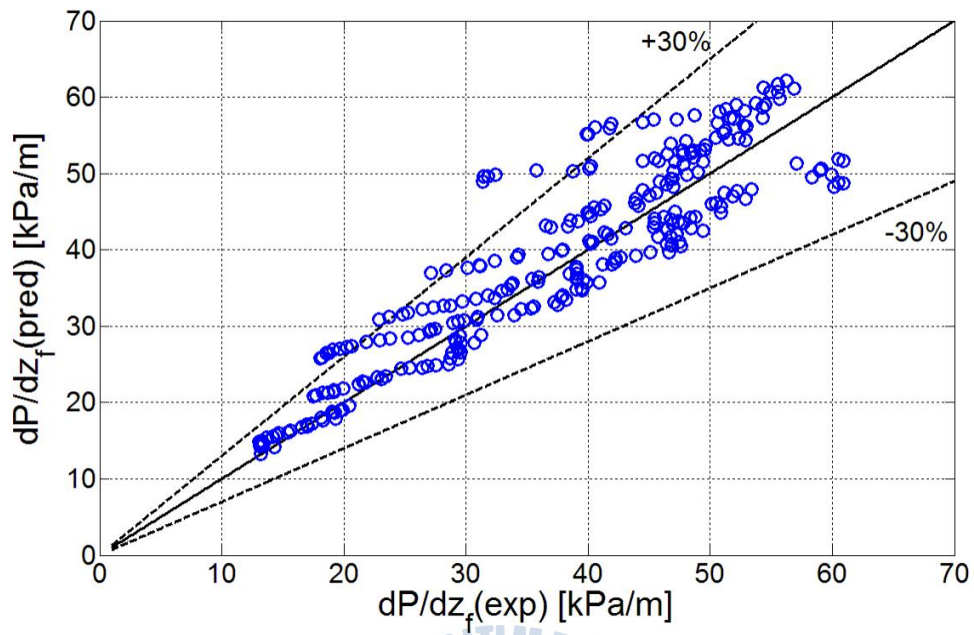
(f) Qu and Mudawar



(g) Kim and Mudawar



(h) Hwang and Kim



(i) Choi, et al.

Fig. 21 Comparison between predicted and measured frictional pressure drop

5.3 새로운 마찰 압력강하 예측 상관식

일반적으로 채널에서의 2상 유동에 영향을 미치는 주요 힘들은 중력, 관성력, 점성력 그리고 표면장력으로 나타난다. 이전까지의 연구를 보면 매크로 채널과 마이크로 채널에서의 유동 특성이 차이가 나는 이유는 상대적으로 유동을 지배하는 주요 힘이 달라지기 때문이다. 매크로 채널에서 일반적으로 중력과 관성력의 영향이 지배적이지만, 채널의 직경이 줄어들수록 점성력과 표면장력이 유동에 미치는 영향이 증가한다(Mishima and Hibiki, 1996; Kew and Cornwell, 1997; Li and Wu, 2010a, 2010b; Lee, et al., 2014a, 2014b). 마이크로 채널에서의 마찰 압력강하 특성을 정확하게 예측하기 위해서는 유동 특성을 결정짓는 주요 인자들을 확인하고 그에 맞는 적절한 상관식이 요구된다.

5.2절에서 실험 결과와 비교한 상관식들 중에서 Mishima Hibiki(1996)와 Qu and Mudawar(2003a)의 상관식을 제외하고 마찰 압력강하의 경향을 예측한 Sun and Mishima(2009a), Hwang and Kim(2006), 최용석 등(2014)의 상관식에서는 관성력과 점성력의 영향을 고려하기 위해서 Reynolds number를 주요 변수 중에 하나로 사용하였다. 또한 Hwang and Kim(2006)은 좁은 유로에서 채널의 직경이 유동에 미치는 영향을 표면장력에 관한 함수로 표현한 confinement number(Kew and Cornwell, 1997)를 사용하였으며, 이에 반해 Lee and Mudawar(2005a)와 최용석 등(2014)은 표면장력의 영향을 고려하기 위해서 Weber number를 또 다른 변수로써 사용하였다. 그리고 Fig. 22에서 보는 바와 같이 2상 마찰 승수, 즉 마찰 압력강하는 분명 증기 건도의 영향을 강하게 받는다. Martinelli 변수는 2장에서 기술한 바와 같이 식(11)로 정의되며, 식(55)와 같이 근사되며, Fig. 23에서 나타낸 바와 같이 건도의 함수로서 표현된다. Martinelli 변수와 2상 마찰 승수의 관계는 Fig. 24에 나타내었다.

$$X = \sqrt{\frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_v}} \approx \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (55)$$

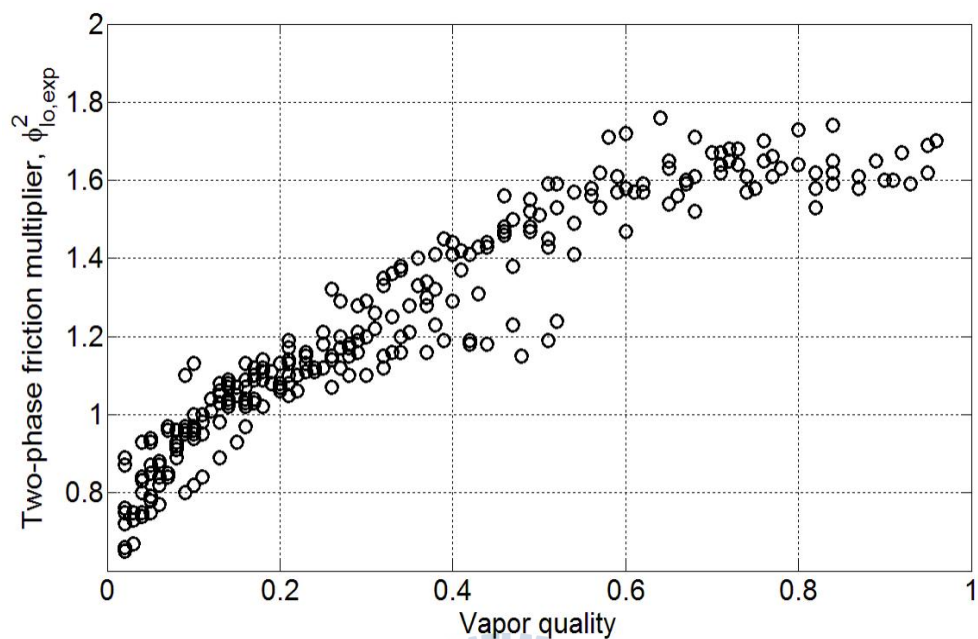


Fig. 22 Variation of two-phase friction multiplier with respect to vapor quality

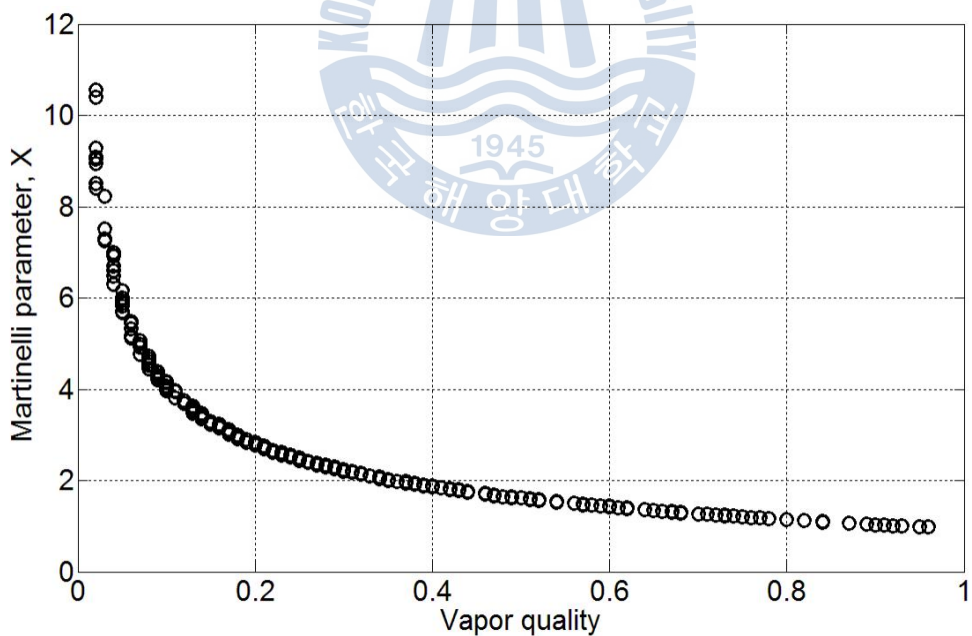


Fig. 23 Variation of Martinelli parameter with respect to vapor quality

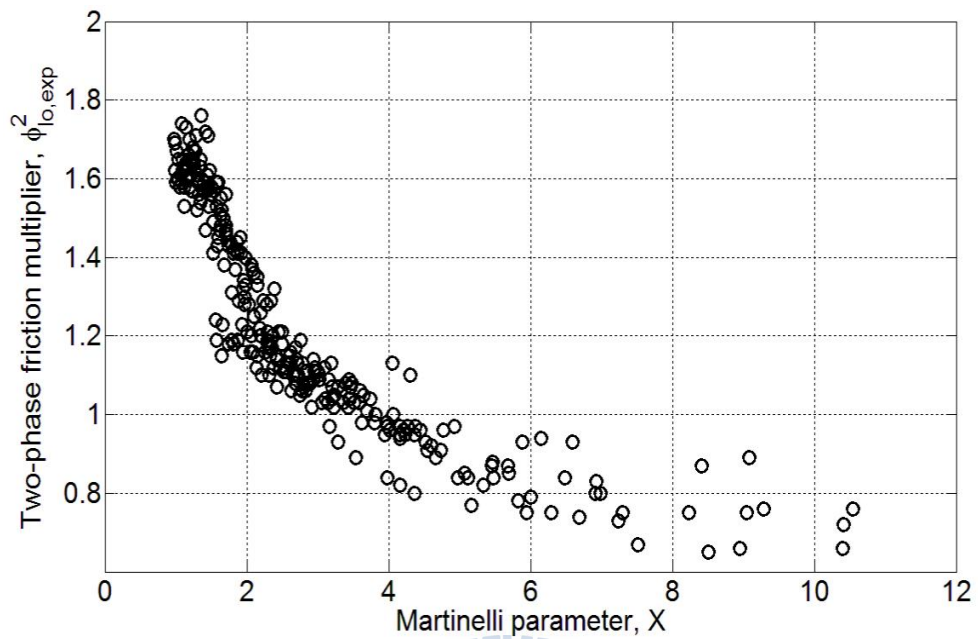


Fig. 24 Variation of two-phase friction multiplier with respect to Martinelli parameter



일반적으로 Lockhart and Martinelli(1949)의 상관식을 사용하는 경우 Chisholm 상수를 수정하게 되는데, 이에 따라서 2상 마찰승수는 Chisholm 상수와 Martinelli 변수에 관한 함수로서 정의된다. 하지만 본 연구에서는 증기 건도의 영향을 직접적으로 반영하기 위해서 식 (56)과 같이 Chisholm의 상관식 (1973)에서 사용한 방법을 이용하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \phi_{lo}^2 \quad (56)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} = f_l \frac{2G^2}{D_h \rho_l}$$

기존의 상관식들을 분석한 결과, 마찰 압력강하는 관성력, 점성력, 표면장력 그리고 증기 건도의 영향을 받는 것으로 판단하여 식 (57)과 같이 Reynolds number, Weber number 그리고 Martinelli 변수에 관한 함수로 표현하였으며, 2상 마찰 승수를 정하기 위한 계수 a, b, c, d는 최소자승법(least square method)에 의해 결정되었다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = f(Re, We, X) \quad (57)$$

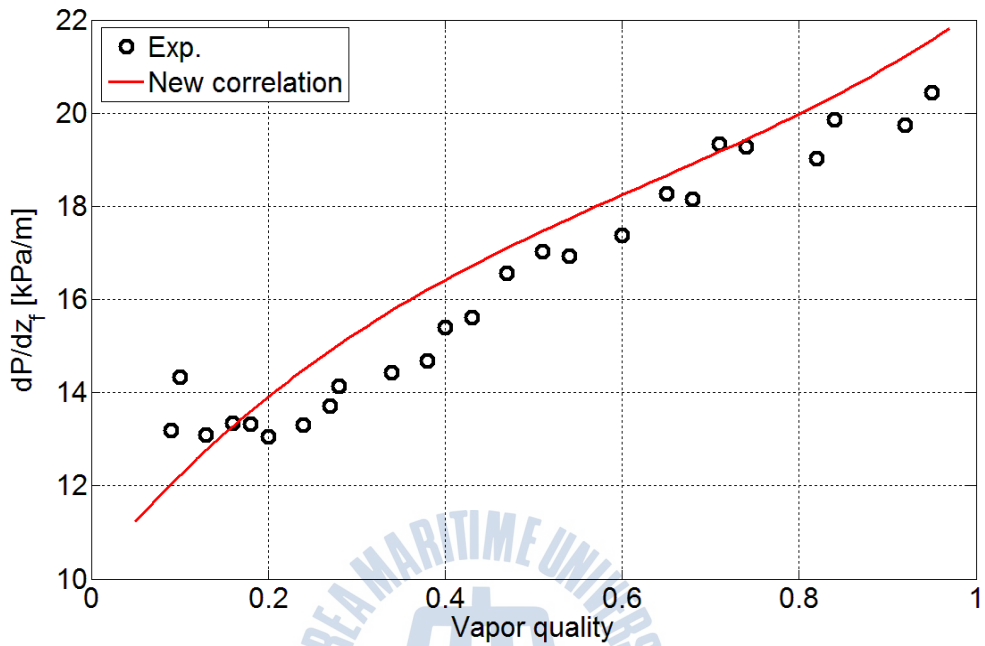
$$\phi_{lo}^2 = a Re_{lo}^b We_{lo}^c X^d$$

마찰 압력강화를 예측하기 위한 2상 마찰 승수는 결국 식 (58)과 같이 정의하였으며, 새로운 상관식을 이용해서 예측한 압력강화를 Fig. 25에 나타내었다. 기존의 상관식과 비교해서 증기 건도가 증가함에 따른 마찰 압력강화의 증가추세를 정확하게 예측하였다.

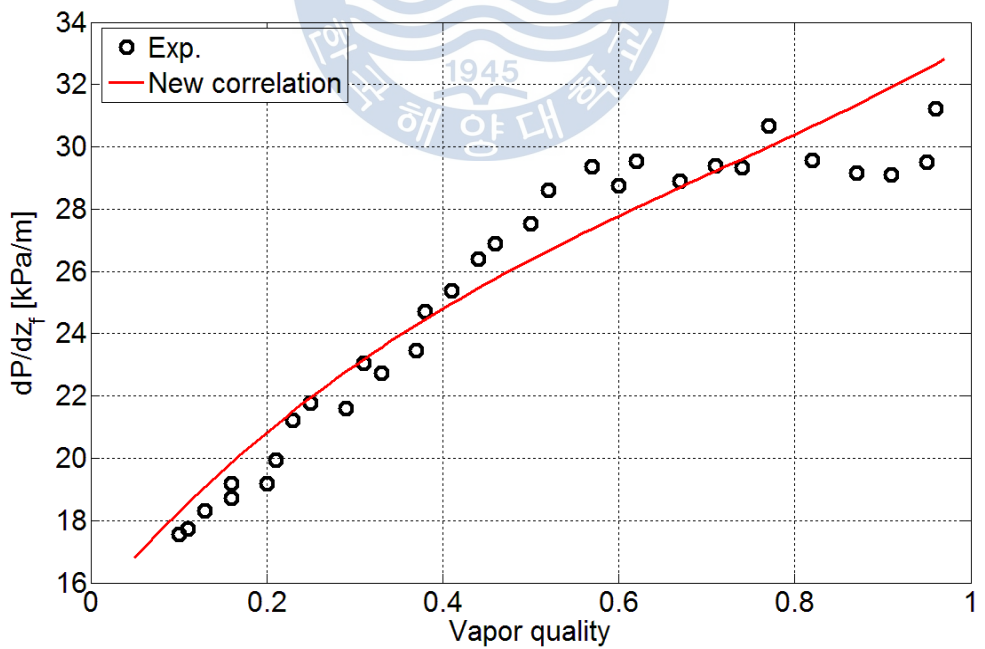
$$\phi_{lo}^2 = 0.57 Re_{lo}^{0.23} We_{lo}^{-0.12} X^{-0.42} \quad (58)$$

Fig. 26은 실험에 의해서 측정된 마찰 압력강화와 새로운 상관식에 의해 예측

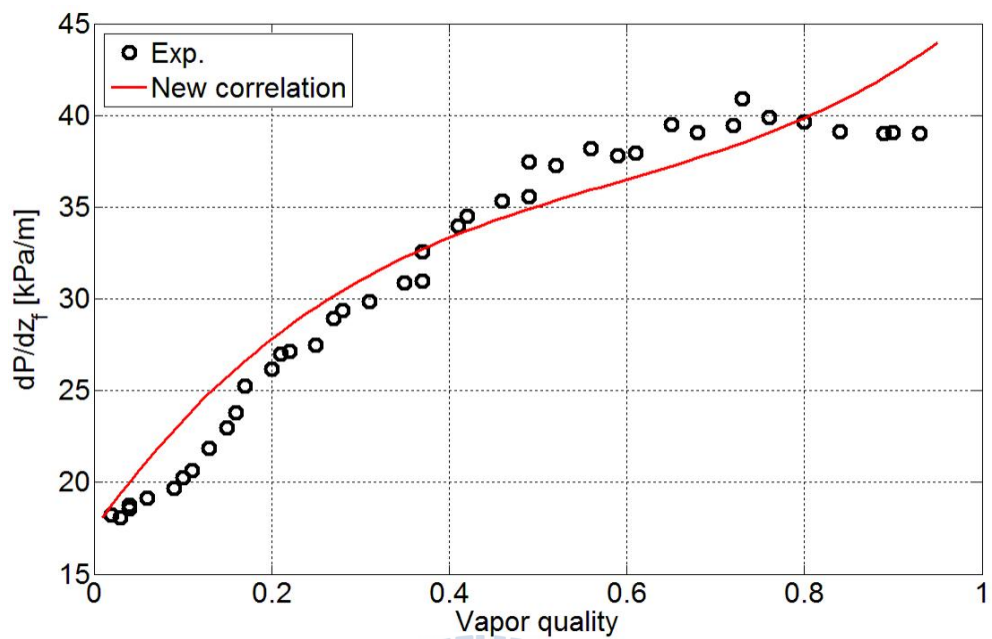
된 마찰 압력강하를 비교해서 나타내었으며, 새로운 상관식은 본 장의 실험결과를 MAE 5.5%내에서 실험결과를 거의 정확하게 예측하였다.



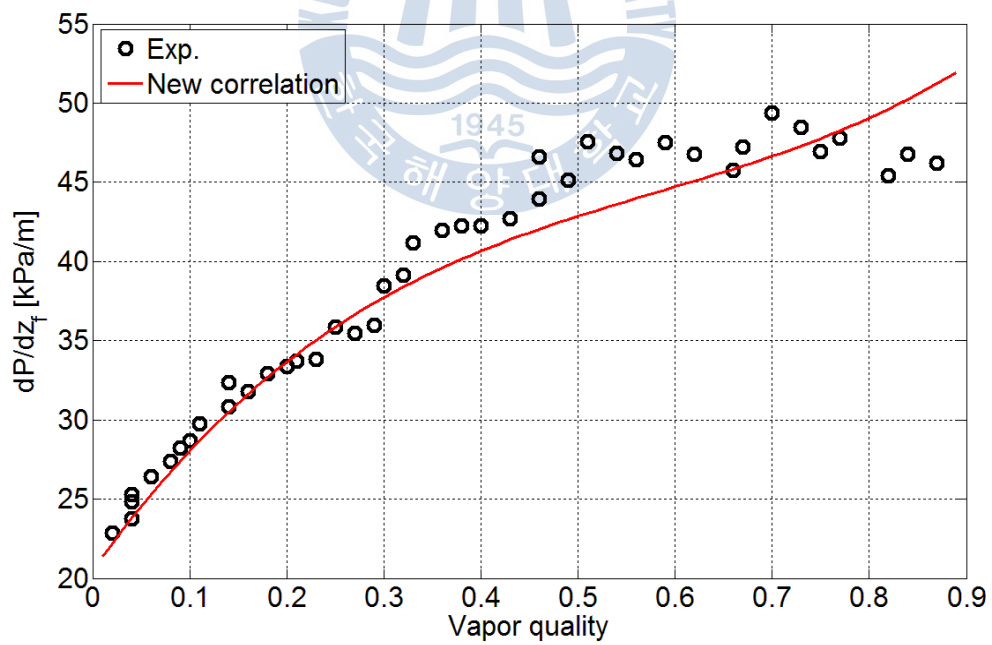
(a) $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$



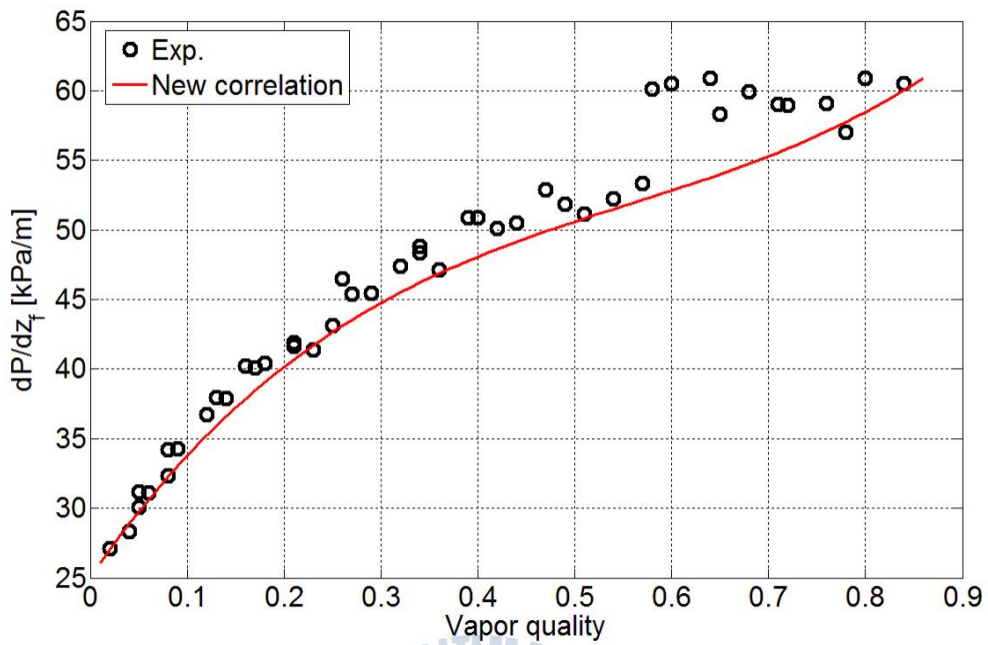
(b) $G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$



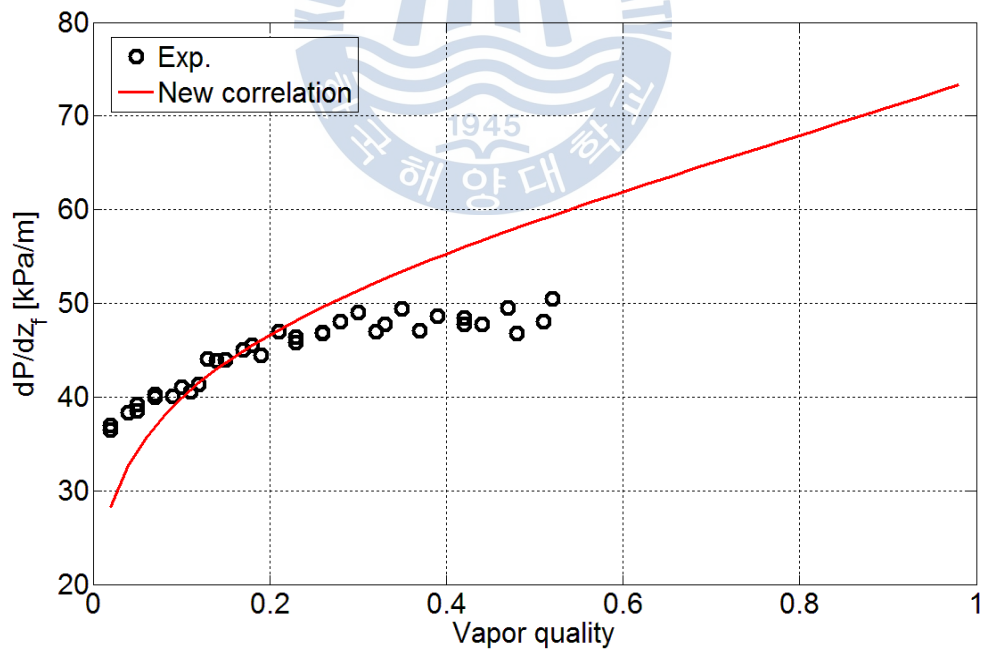
(c) $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(d) $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(e) $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(f) $G=350 \text{ kg/m}^2\text{s}$

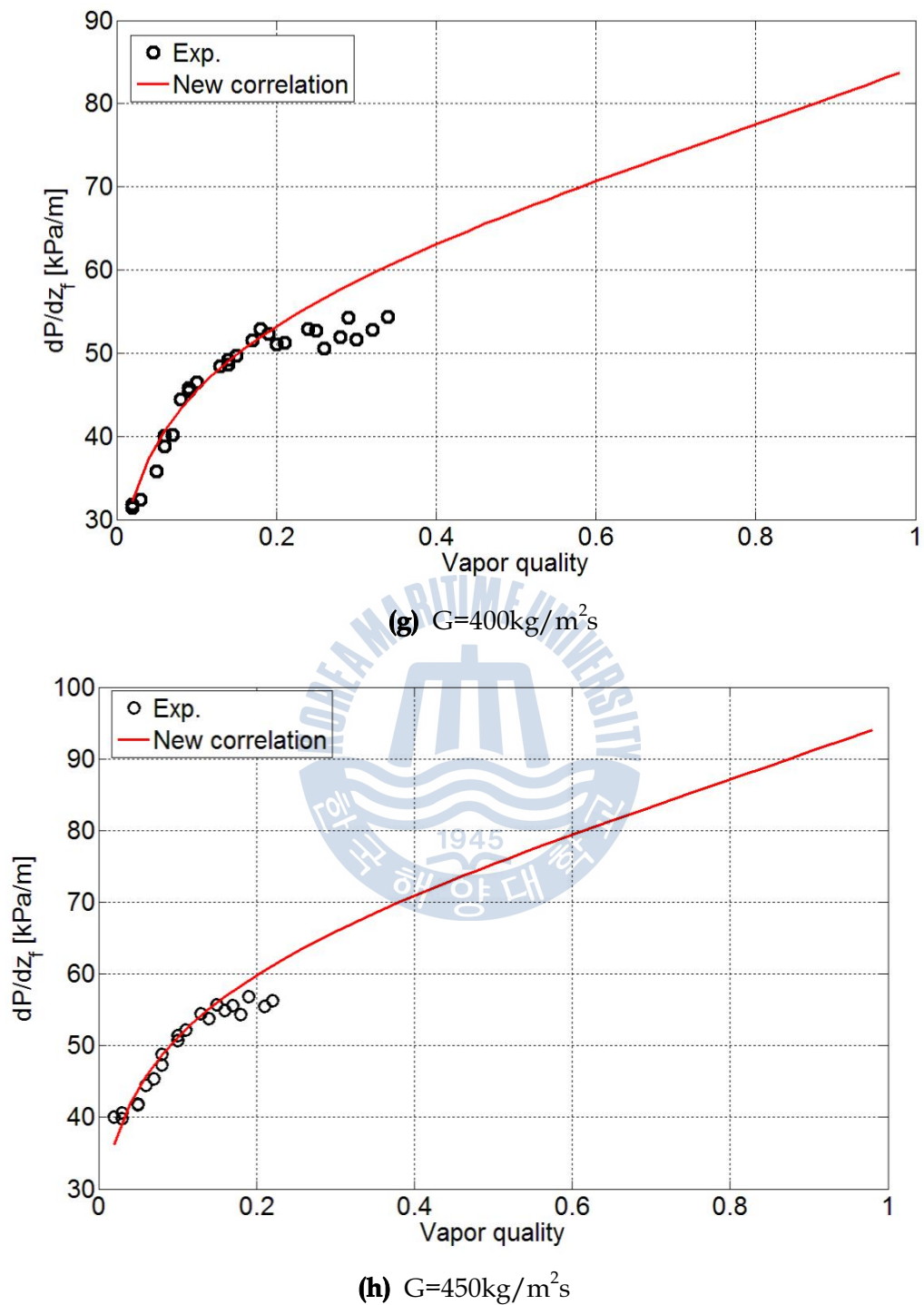


Fig. 25 Comparison between predicted and measured frictional pressure drop with respect to vapor quality

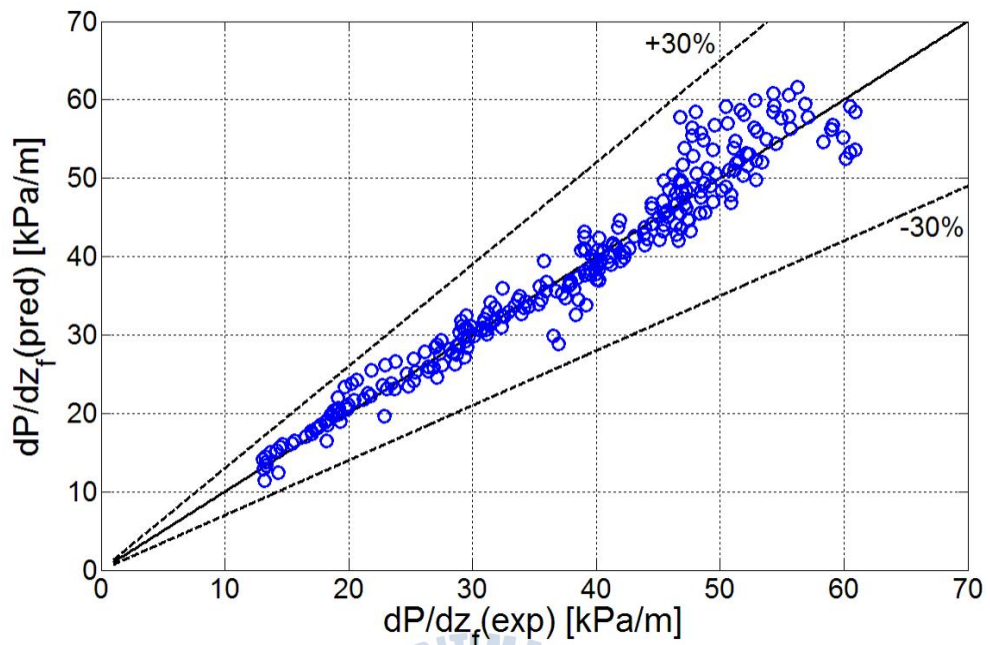


Fig. 26 Comparison of predicted by new correlation and measured frictional pressure drop



5.3 요약

본 장에서는 마이크로 채널에서의 2상 유동 압력강하에 관한 실험을 수행하였으며, 실험 결과를 9개의 기존의 상관식들과 비교하였다. 그리고 2상 유동 압력강하 특성을 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 총 압력강하와 마찰 압력강하는 증기 건도와 질량유속이 증가함에 따라서 증가하였으며, 마찰 압력강하는 건도 0.0-0.6 범위에서 증가폭이 두드러지게 나타난 후 높은 건도에서는 증가폭이 감소하는 경향이 나타났다. 이것은 건도가 증가함에 따라서 전체 압력강하에서 가속에 의한 압력강하의 비중이 커지기 때문이다.
2. 전반적으로 매크로 채널에서 개발된 상관식들(Homogeneous model, Lockhart and Martinelli, 1949; Muller-Steinhagen and Heck, 1986)은 본 장의 실험 결과에 비해서 마찰 압력강하를 높게 예측하였다. 일반적으로 마이크로 채널에서는 좁은 수력직경으로 인해서 높은 질량유속에서도 낮은 Reynolds number가 나타나며, 이에 따라서 마이크로 채널에서의 유동의 경우 대부분 층류 유동장에 해당된다. 매크로 채널에서의 상관식들은 이러한 유동장의 특성을 충분히 반영하지 못하는 것으로 나타났다.
3. 마이크로 채널에서 개발된 상관식들(Mishima and Hibiki, 1996; Sun and Mishima, 2009a; Qu and Mudawar, 2003a; Kim and Mudawar, 2013a; Hwang and Mudawar, 2006; 최용석 등, 2014)은 마이크로 채널의 좁은 수력직경으로 인해서 나타나는 현상들을 반영하였다. Mishima and Hibiki, Sun and Mishima 그리고 Qu and Mudawar의 상관식은 증기 건도의 증가에 따른 마찰 압력강하의 증가 추세를 잘 예측하였으나, 오차가 크게 발생하였다. Hwang and Kim의 상관식과 최용석 등의 상관식은 각각 MAE 15.6%, 12.0%내에서 실험결과를 잘 예측하였다.
4. 실험에 의해 얻어진 2상 마찰 승수는 증기 건도가 증가함에 따라서 증가하였으며, 이에 따라서 본 장에서는 증기 건도의 함수로 근사되는 Martinelli 변수를 이용하여 증기 건도의 영향을 고려해 주었으며,

Reynolds number와 Weber number를 이용하여 관성력, 점성력 그리고 표면장력을 고려하는 새로운 상관식을 아래와 같이 개발하였다. 새로운 상관식에 의한 마찰 압력강하는 본 실험의 결과를 MAE 5.5%내에서 잘 예측하였다.

$$\phi_{lo}^2 = 0.57 Re_{lo}^{0.23} We_{lo}^{-0.12} X^{-0.42}$$



제 6 장 2상 유동 비등 열전달 특성

6.1 개요

일단 비등이 시작되면 채널 내부의 핵점(nucleation site)에서 기포가 형성되고 열유속이 증가함에 따라서 기포가 성장하여 이탈하게 되며, 이어서 액체는 기포가 있던 위치를 메우면서 다시 핵점에서 기포가 형성된다. 이때 채널에서의 열전달은 기포의 생성과 기포의 이탈에 의해 주로 이루어지게 된다. 열유속을 증가시켜서 건도가 증가함에 따라서 기포의 이탈과 재적심(rewet)이 충분히 이루어지면서 이탈된 기포는 기포류(bubbly flow)와 슬러류(slug flow)등을 형성하면서 채널 내부에서 유동한다. 마이크로 채널의 경우 기포류와 슬러류의 기포는 좁은 채널의 직경에 의해 최대한으로 성장하지 못하고 채널 벽면에 의해 압착된다. 그로 인해서 증기 기포가 채널의 벽면에 접하는 빈도가 늘어가게 되며, 이로 인해서 열전달률은 감소하게 된다. 열유속이 증가할수록 기포는 서로 합쳐지는 과정을 거쳐 슬러류에서 결국 채널의 중심을 기체로 채우면서 유동하는 환상류(annular flow)로 천이하게 된다. 환상류에서는 중심에는 증기가 빠른 속도로 유동하며, 채널의 벽면주위에는 얇은 액막이 존재한다. 이때 벽면에서 공급되는 열유속은 얇은 액막을 증발시켜 액막의 계면에서 열과 질량 전달을 발생시킨다. 이후 임계 열유속(critical heat flux)을 초과하게 되면 채널 내부에 있는 액체는 거의 증발하여 증기만의 유동으로 취급되는 드라이 아웃(dry-out)이 발생된다. 이때는 열유속이 공급되는 채널의 벽면에 접하는 유체가 대부분이 증기이므로 이때의 열전달률이 급격하게 감소한다. 본 장의 실험 범위는 대부분 과냉각 비등 영역에서 드라이 아웃 이전의 포화 비등 영역에 속한다.

마이크로 채널에서의 주요 비등 열전달 메커니즘을 확인하기 위해서 실험은

두가지 형태로 진행되었다. 우선 입구 온도를 일정하게 고정시킨 다음 열유속을 증가시켜 출구의 증기 건도를 조절하였으며, 다음에는 채널에 공급되는 열유속을 일정하게 고정시킨 다음 입구 온도를 증가시켜 출구의 증기 건도를 조절하였다. 열전달 계수의 변화 경향을 분석하여 마이크로 채널에서 FC-72의 비등 열전달의 주요 메커니즘을 파악하였으며, 실험에서 얻어진 열전달 계수는 기존의 상관식과 비교하였다. 이를 토대로 열전달 특성을 결정짓는 요소를 파악하여 5장에서와 같이 마이크로 채널에서의 열전달 계수를 예측할 수 있는 새로운 상관식을 제시하였다.



6.2 열전달 특성

열전달 계수는 식 (59)와 같이 정의된다.

$$h_{tp} = \frac{q''}{T_w - T_{sat}} \quad (59)$$

3.3에서 언급한 바와 같이 벽면 온도는 직접 측정이 불가능 하므로 동판 하부에서 측정된 온도를 이용하여 1차원 열전도 해석을 통해 계산하였으며, 평균 열전달 계수를 구하기 위해서 식 (60)과 같이 정의된 평균 벽면온도를 이용하였다.

$$T_{w,ave} = \frac{T_{w,1} + T_{w,2} + T_{w,3} + T_{w,4}}{4} \quad (60)$$

Fig. 27에는 50℃의 일정한 입구 온도에서 열유속을 증가시켜 증기 건도를 조절하였을 때 열전달 계수의 변화를 나타내었으며, Fig. 28에는 열유속을 각각 16.4, 25.6kW/m²로 일정하게 고정시킨 후 입구 온도를 증가시켜 증기 건도를 조절하였을 때 열전달 계수의 변화를 나타내었다. 전체적인 경향은 두 그래프에서 거의 유사하게 나타나고 있다. 0-0.2 범위의 낮은 증기 건도에서 열전달 계수는 급격하게 감소하였으며, 그 이후에는 거의 일정하게 유지되고 있다. 다시 말해서 일정 건도(본 실험에서는 0.2 부근)이상에서는 열전달 계수는 더 이상 증기 건도의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. Fig. 27에서 질량유속 100-300kg/m²s 범위에서는 열전달 계수는 질량유속에 크게 의존하지 않는 것처럼 보이나, 질량유속이 증가할수록 열전달 계수는 점차 감소하였다. 이것은 질량유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하는 매크로 채널에서의 현상과 차이가 난다. 그리고 Fig. 28에서 높은 열유속 범위에서 열전달 계수는 증가하였다.

비등이 시작되고 낮은 증기 건도에서는 기포류와 슬러류가 주를 이루는 핵비등에 의한 열전달이 주요 메커니즘으로 작용하며, 증기 건도가 증가할수록 열전달 계수는 더 이상 감소하지 않고 일정한 값을 유지하는데, 이것은 강제 대

류 비등에 의한 열전달의 효과가 증가하여 결국 핵비등과 강제 대류 비등이 복합적으로 이루어지고 있다고 볼 수 있다.

Mukherjee and Mudawar(2003)에 따르면 FC-72는 물에 비해서 낮은 표면장력을 가지며, 이에 따라 좁은 접촉각을 가지므로 기포의 이탈 직경은 물에 비해서 매우 작다. 물은 기포의 결합과 성장이 빨라서 신속하게 환상류 영역으로 천이하여 채널의 단면을 증기 기포로 가득 채우며 유동하지만, FC-72는 기포류와 슬러류 영역이 오랫동안 유지된다. 즉, 물을 작동유체로 사용할 경우, 환상류에 의한 강제 대류 비등 열전달이 주요 메커니즘으로 작용할 것이고, 본 연구와 같이 FC-72를 작동유체로 사용할 경우 상대적으로 핵비등의 영향이 많이 나타나게 된다. 하지만 같은 작동유체에서도 작동조건에 따라서 열전달 메커니즘은 차이를 보인다.



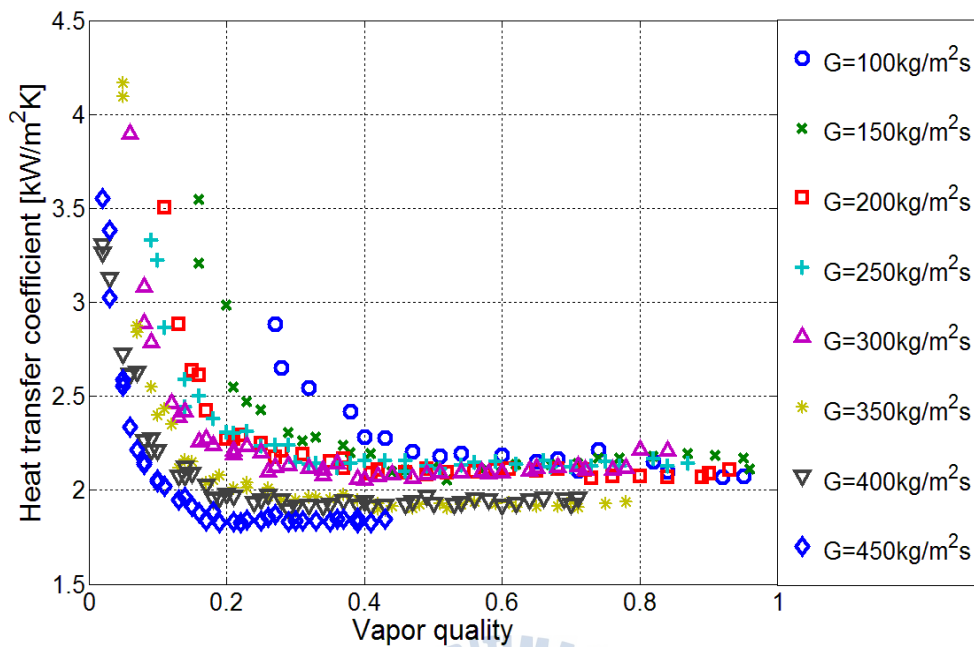


Fig. 27 Variation of heat transfer coefficient with respect to vapor quality at constant inlet temperature

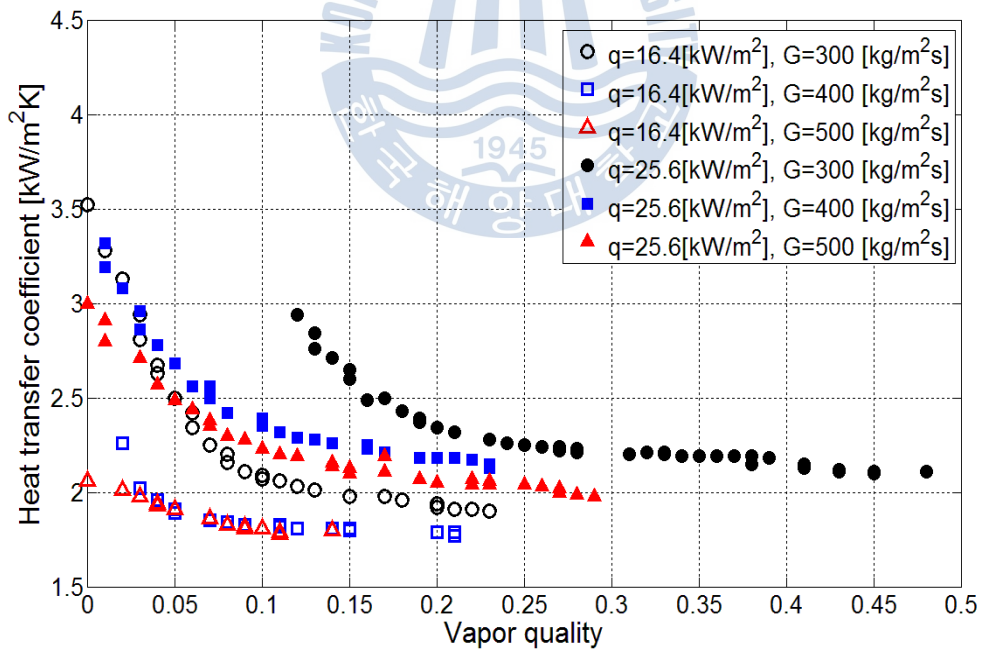
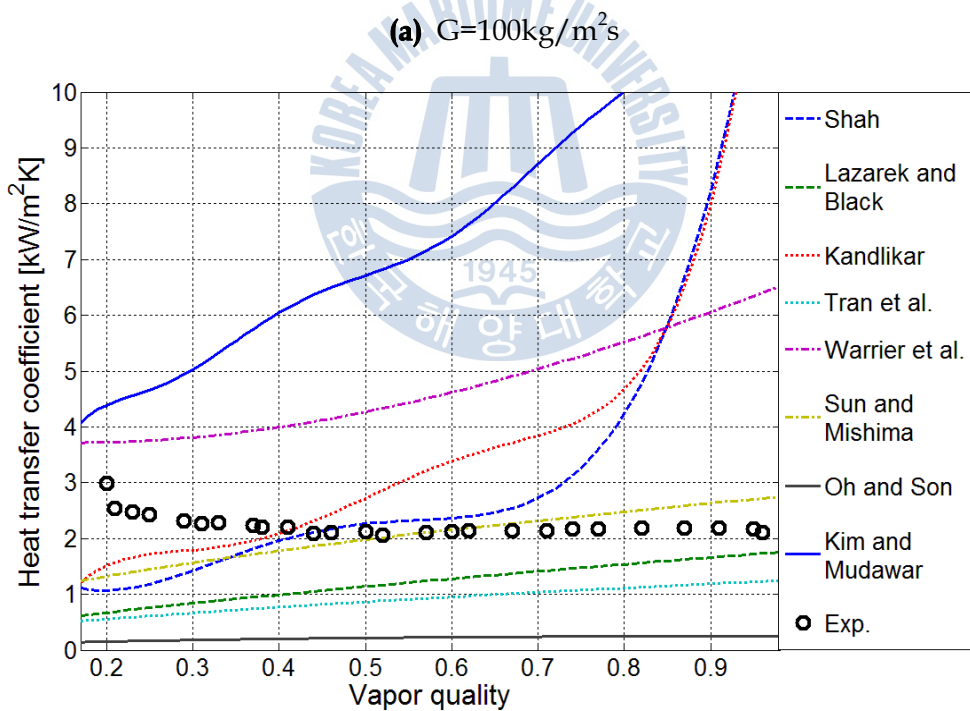
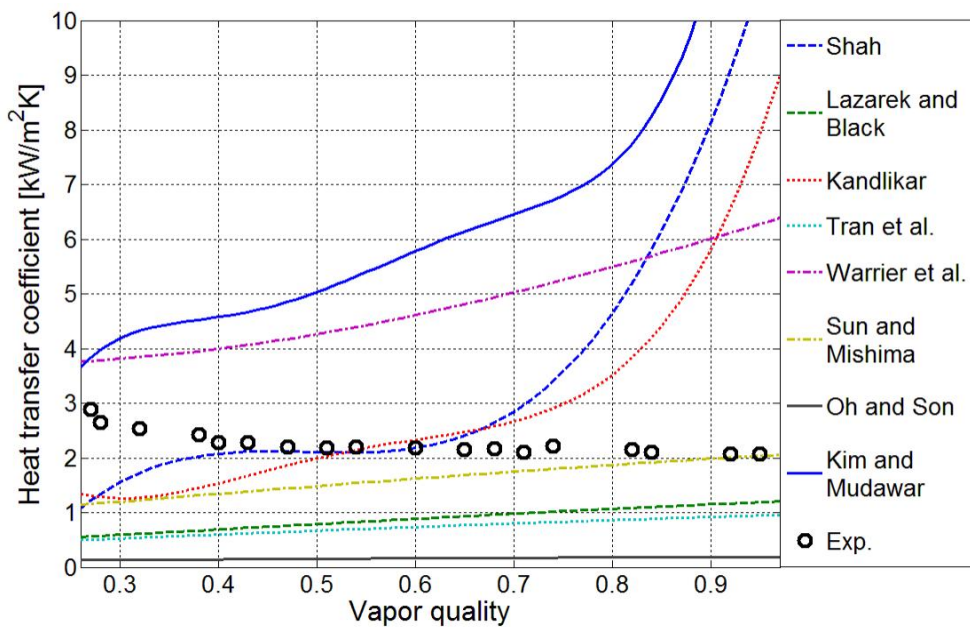


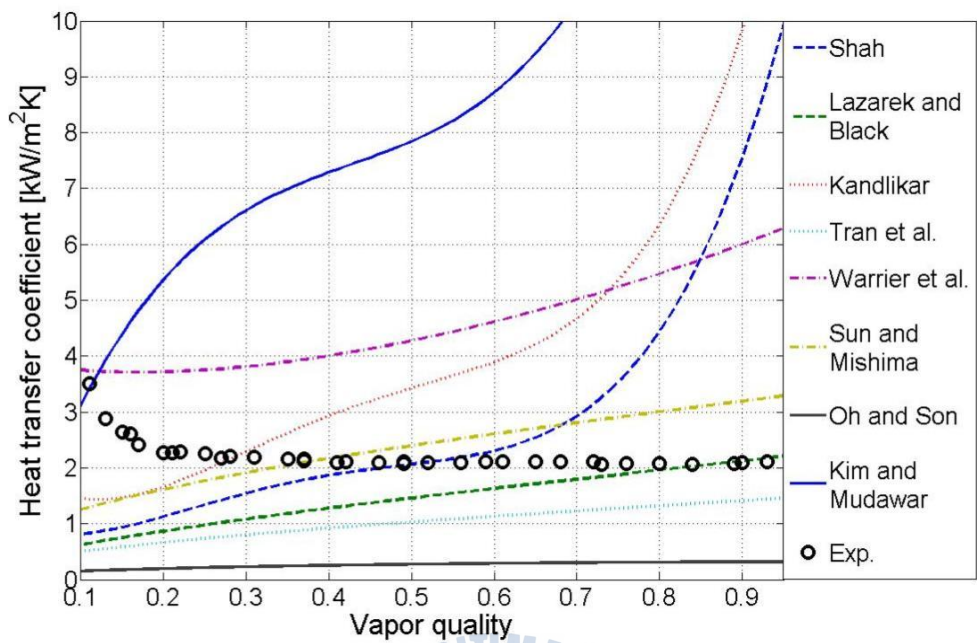
Fig. 28 Variation of heat transfer coefficient with respect to vapor quality at constant heat flux

Fig. 29는 각 질량유속 별 증기 건도의 변화에 따른 실험에 의한 열전달 계수와 기존의 상관식을 이용해서 계산한 열전달 계수를 비교해서 나타낸 것이다. 대부분의 상관식이 증기 건도에 따라서 열전달 계수를 증가하는 것으로 예측하였다. Lazarek and Black(1982), Sun and Mishima(2009b), Shah(1982) 그리고 Tran, et al.(1996)의 상관식은 열전달 계수의 변화 경향은 예측하지 못하였으나, Table 7에서 나타낸 바와 같이 열전달 계수의 크기는 각각 MAE 37.5%, 42.6%, 50.2% 그리고 54.1%내에서 잘 예측하였다. Warriar, et al.(2002)의 상관식은 낮은 질량유속에서는 다른 상관식들과 마찬가지로 증기 건도의 증가에 따라서 열전달 계수 또한 증가한다고 예측하였으나, 질량유속이 증가할수록 실험에서와 같이 낮은 증기 건도에서 열전달 계수가 감소하는 경향을 예측하였다.

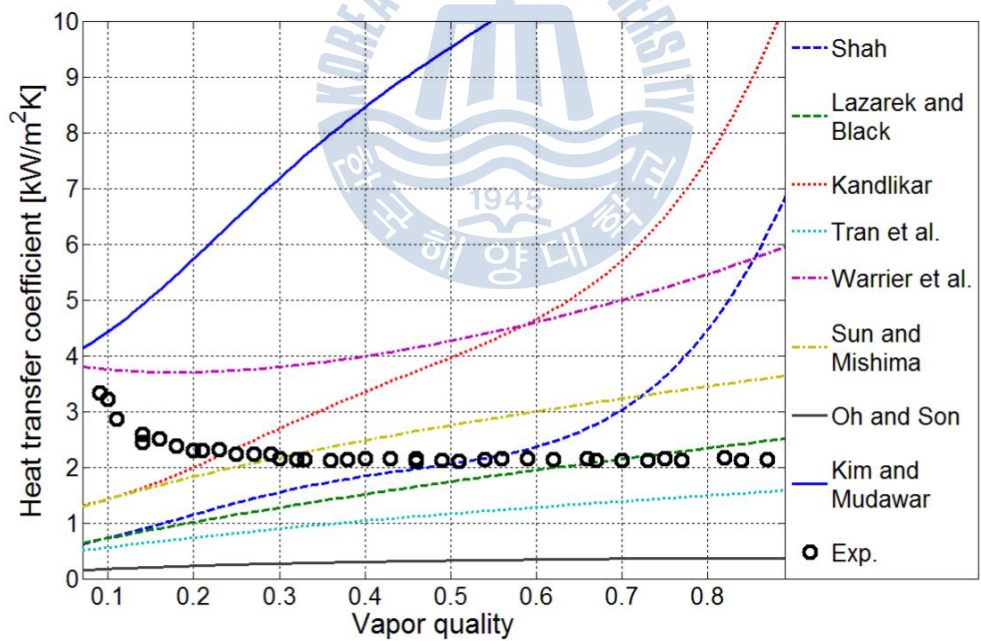
Table 7 Mean absolute error for heat transfer coefficient

Correlations	MAE(%)
Shah(1982)	50.2
Lazarek and Black(1982)	37.5
Kandlikar(1990)	99.9
Tran et al.(1996)	54.1
Warriar et al.(2002)	95.5
Sun and Mishima(2009b)	42.6
Oh and Son(2011)	85.4
Kim and Mudawar(2013c)	329.4

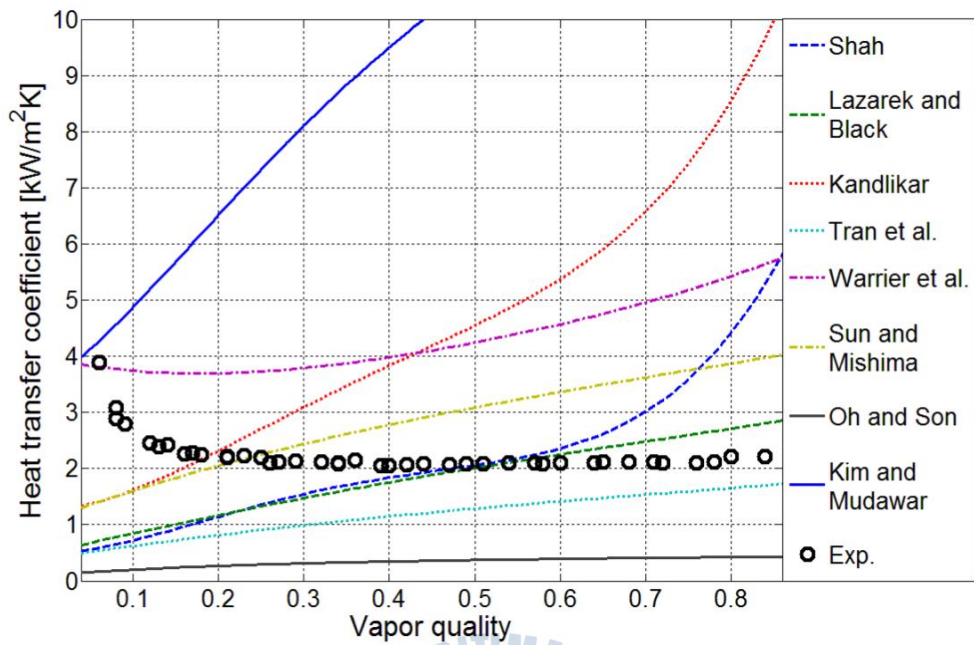




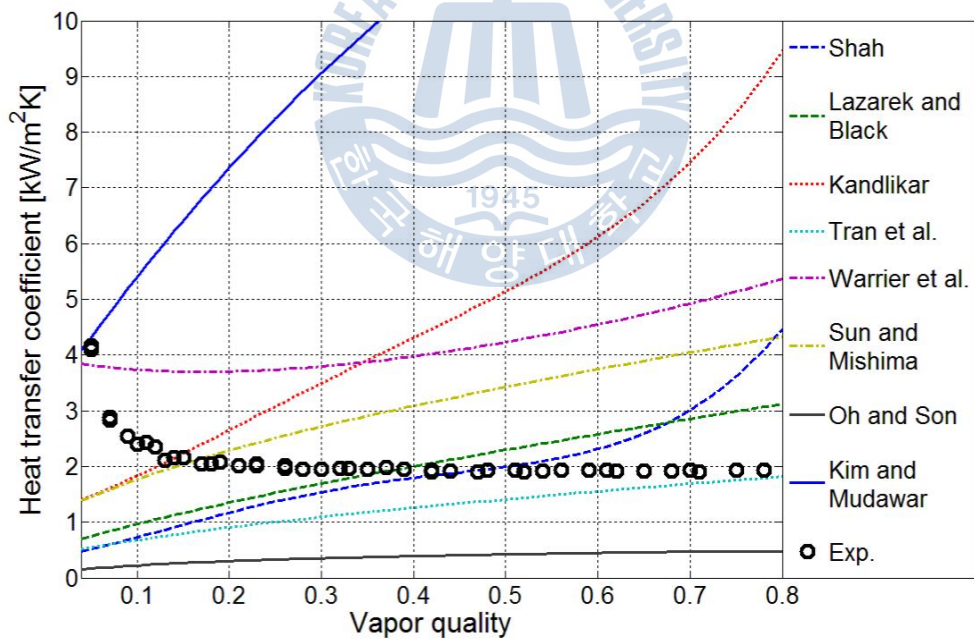
(c) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



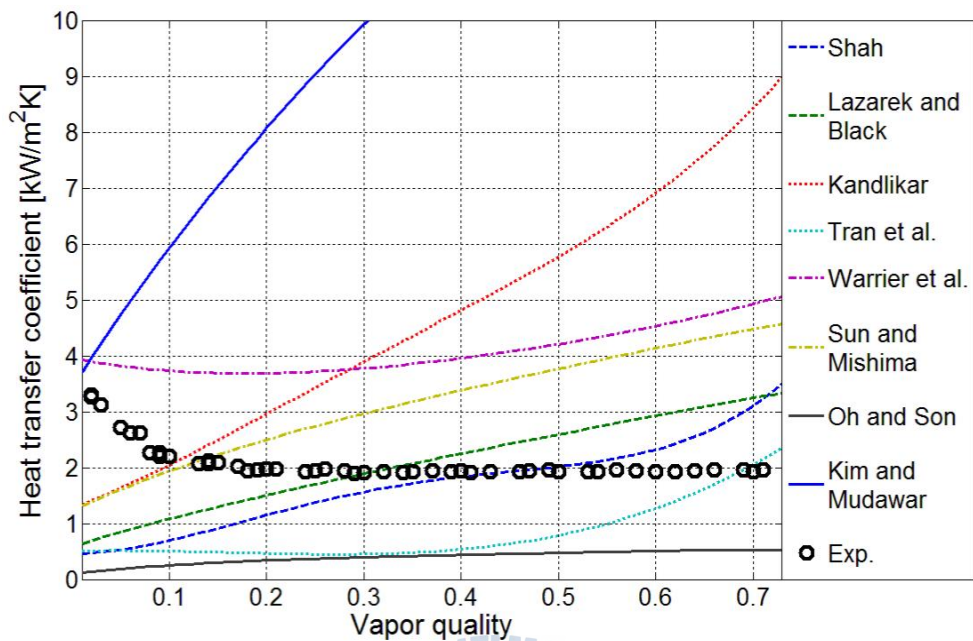
(d) $G=250\text{kg/m}^2\text{s}$



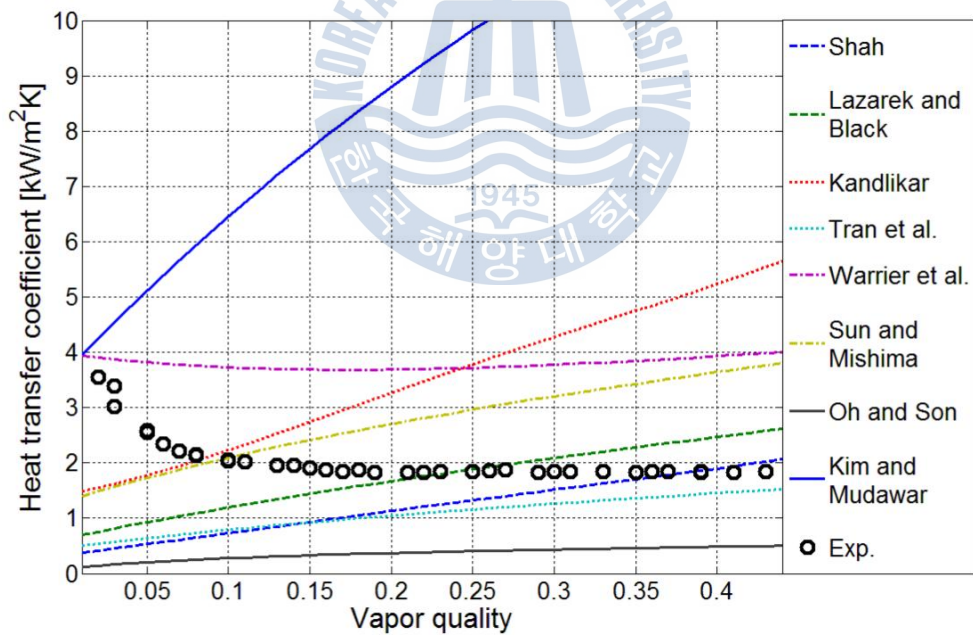
(e) $G=300\text{kg/m}^2\text{s}$



(f) $G=350\text{kg/m}^2\text{s}$



(g) $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$



(h) $G=450\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 29 Comparison of measured heat transfer coefficient with predictions by existing correlations

6.3 새로운 열전달 계수 예측 상관식

6.2절에서 살펴본 바와 같이 기존의 상관식들은 현재의 실험결과를 정확하게 예측하지 못하였다. 이것은 작동유체와 실험조건에 따른 열전달 메커니즘의 차이에서 기인하며, 본 장의 실험 결과에 따르면 낮은 건도에서는 핵비등의 영향이 강하게 나타나다가 증기 건도가 증가하면서 핵비등의 영향은 감소함과 동시에 점차로 강제 대류 비등의 영향이 강하게 나타났다. 이에 따라서 Churchill and Usagi(1972)와 Kim and Mudawar(2013c)의 방법을 이용하여 식 (61)과 같이 열전달 계수를 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소의 합으로 표현하게 되면, Fig. 30과 같이 실험 결과에서 나온 열전달 계수의 변화 경향을 잘 표현할 수 있다.

$$h_{tp} = \left(h_{nb}^n + h_{cb}^n \right)^{\frac{1}{n}} \quad (61)$$

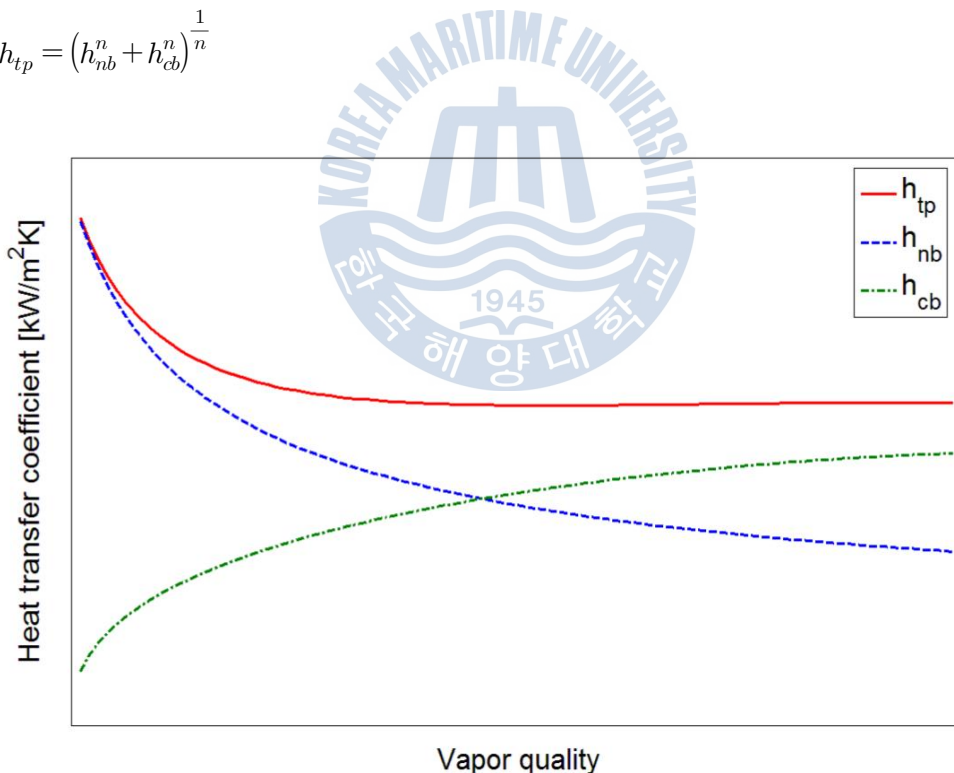


Fig. 30 New correlation for predicting heat transfer coefficient considering heat transfer mechanisms

대부분의 기존 상관식에서 사용하고 있는 무차원 수는 boiling number이다. boiling number는 질량 유속에 대한 단위 전열면에서 발생하는 증기의 질량으로 정의된다. Shah(1982)와 Kandlikar((1990)는 핵비등 영역에서의 열전달 예측을 위해서 boiling number에 관한 함수로서 상관식을 정의하였으며, Warrier, et al.(2002)은 열전달 계수를 오직 boiling number 만의 함수로서 정의하였다. boiling number는 열유속에 일차 비례하며, 건도 변화에 따른 boiling number는 Fig. 31과 같이 나타났다. boiling number와 실험에 의해 얻어진 Nusselt number의 관계는 Fig. 32에 나타내었다. boiling number가 증가할수록 Nusselt number는 감소하였으며, 전체적인 경향은 증기 건도에 따른 열전달 계수의 경향(Fig. 26)과 유사하게 나타났다.

증기 건도가 증가함에 따라 감소하는 핵비등 요소를 계산하기 위해서 핵비등 요소를 Reynolds number, Weber number 그리고 boiling number에 관한 함수로서 식 (62)와 같이 정의하였다.

$$Nu_{nb} = f(Re, We, Bo) \quad (62)$$

$$Nu_{nb} = aRe_l^b We_l^c Bo^d$$

핵비등 요소와는 반대로 강제 대류 비등 요소는 증기 건도가 증가함에 따라 서 점차 증가한다. 2.3에서 기술한 기존의 상관식들을 보면 Shah(1982)는 강제 대류 비등 요소를 convection number에 관한 함수로서 표현하였으며, Lee and Mudawar(2005b)는 증기 건도에 따라서 3 영역으로 구분하여 각 영역에서의 상관식을 제시하였는데, 이때 Martinelli 변수를 주요변수로 채택하였다. 또한 증기 건도가 증가할수록 상관식에 사용된 Martinelli 변수의 지수가 증가하였다. 주로 성층류와 환상류에 관한 상관식은 Oh and Son(2011)의 상관식과 Kim and Mudawar(2013c)의 상관식 중 강제 대류 비등 요소에서도 열전달 계수를 예측하기 위해서 Martinelli 변수를 사용하여 계산하였다. convection number는 Martinelli 변수에서 점성항을 제거한 형태의 무차원수로서 증기 건도 변화에 따른 convection number는 Fig. 33에 나타내었으며, Fig. 23의 증기 건도와

Martinelli 변수의 관계와 유사하게 나타난다. Fig. 34는 convection number와 실험에서 얻어진 Nusselt number와의 관계를 나타낸 것이다. 각 질량유속에서 convection number가 증가할수록 Nusselt number는 증가하였다.

강제 대류 비등 요소는 Reynolds number, Weber number 그리고 convection number를 이용하여 식 (63)과 같이 정의하였다.

$$Nu_{cb} = f(Re, We, Co) \quad (63)$$

$$Nu_{cb} = aRe_l^b We_l^c Co^d$$



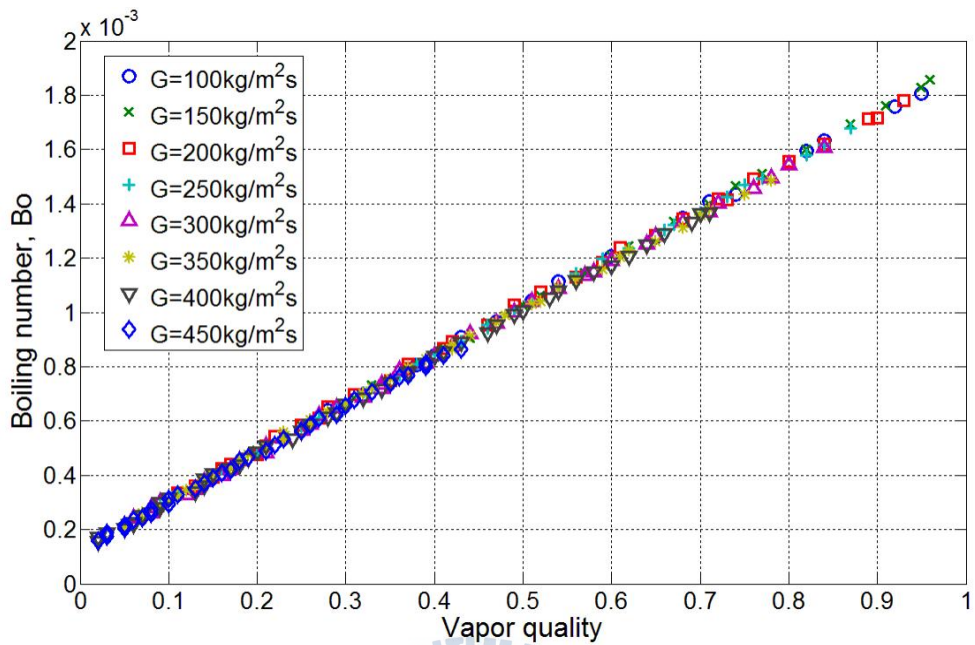


Fig. 31 Variation of boiling number with respect to vapor quality

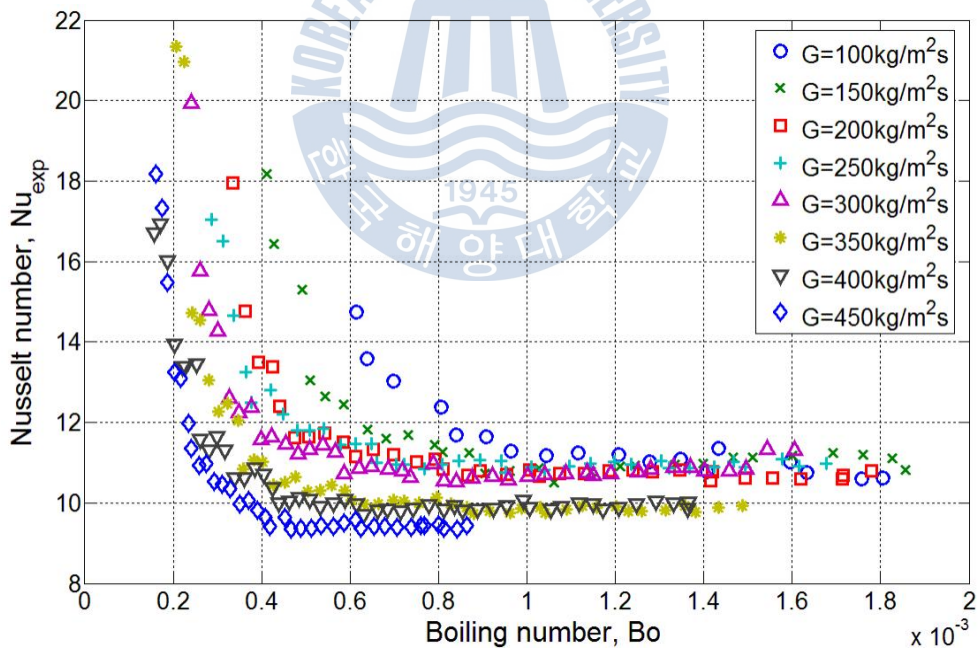


Fig. 32 Variation of measured Nusselt number with respect to boiling number

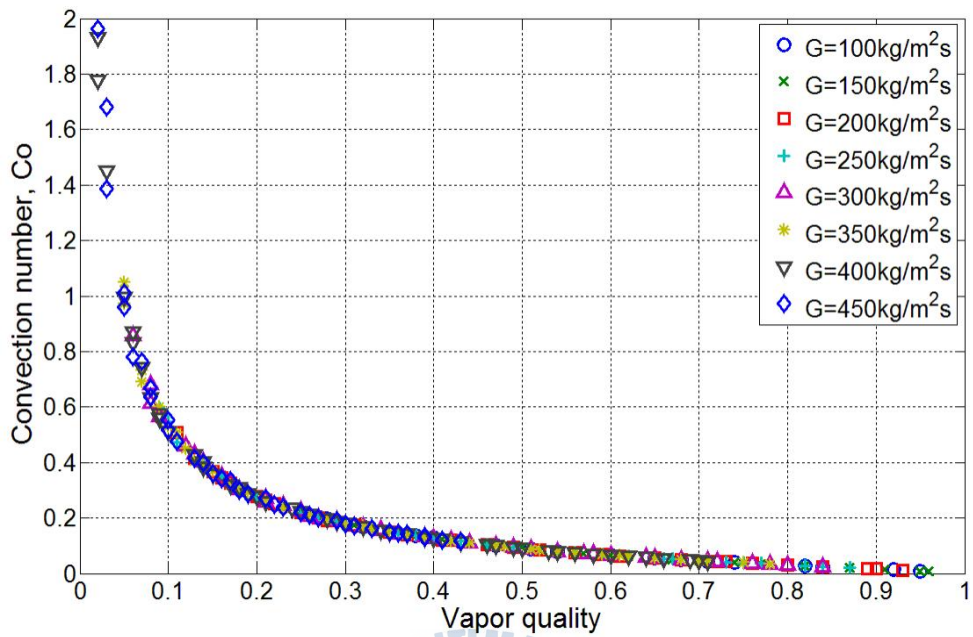


Fig. 33 Variation of convection number with respect to vapor quality

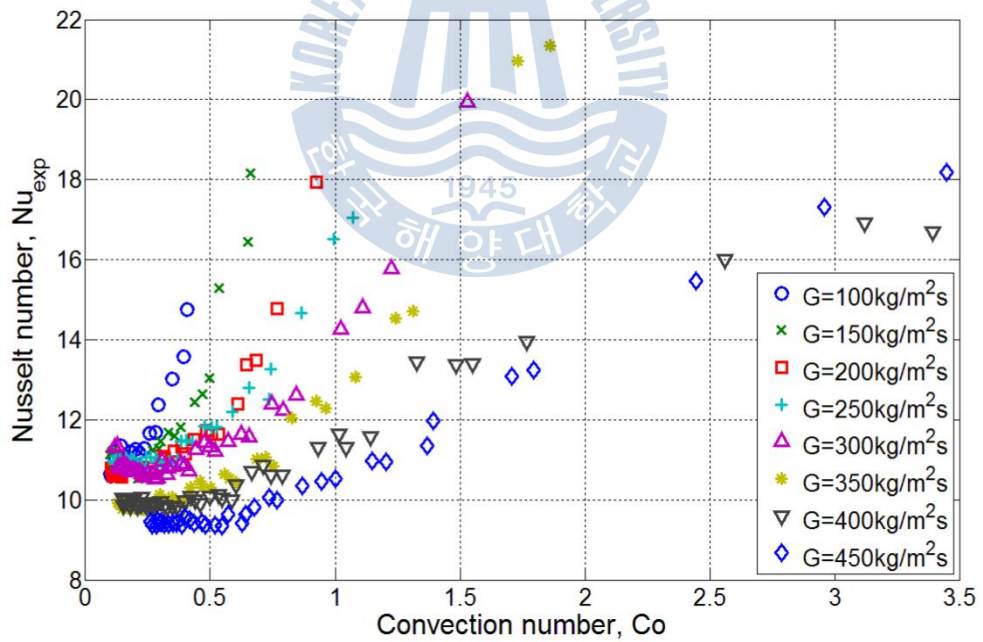


Fig. 34 Variation of measured Nusselt number with respect to convection number

새로운 열전달 계수를 예측하기 위한 상관식은 식 (61)-(63)에 의해서 식 (64)로 정의되며, 각 질량유속에서 실험에 의한 열전달 계수와 새로운 상관식을 이용하여 예측한 열전달 계수를 Fig. 35에서 비교하여 나타내었다. 새로운 상관식은 낮은 건도에서 급격하게 감소하는 열전달 계수의 변화 추이를 비교적 정확하게 예측하였으며, 증기 건도가 증가할수록 열전달 계수의 증가폭은 감소하여, 0.4이상의 중간 증기 건도에서 1.0까지의 높은 증기 건도에서는 열전달 계수의 변화가 거의 없음을 잘 예측하였다.

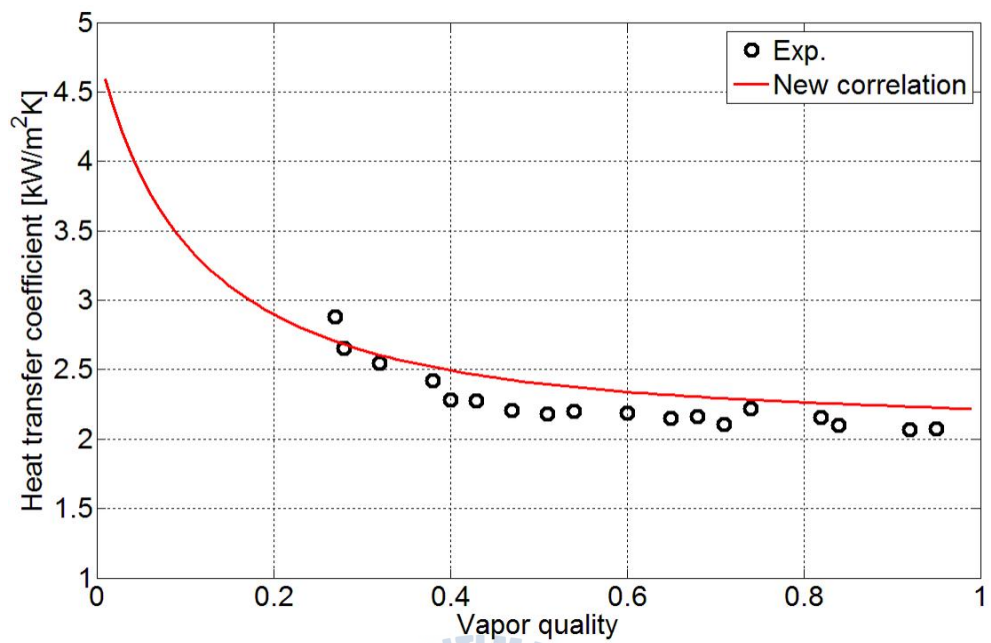
핵비등의 영향이 강하게 나타나는 낮은 건도에서는 열전달 계수는 열유속에 강하게 의존하며, 증기 건도가 증가할수록 핵비등의 영향은 감소한다. 하지만 증기 건도가 증가할수록 강제 대류 비등 요소가 증가하여 열전달 계수는 중간 건도 이후 일정하게 유지된다. 또한 질량 유속이 증가할수록 낮은 건도에서 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소가 일치한다. 실험 결과에 따르면 낮은 질량 유속에서는 핵비등의 영향이 상대적으로 높은 건도까지 강하게 유지되고 있는데, 이러한 경향 역시 본 상관식이 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

본 상관식은 MAE 4.6%내에서 실험결과를 비교적 정확하게 예측하는 것으로 나타났으며, 실험값과 예측값의 비교는 Fig. 36에서 나타나내었다. 높은 오차는 주로 낮은 증기 건도 영역에서 발생하였다.

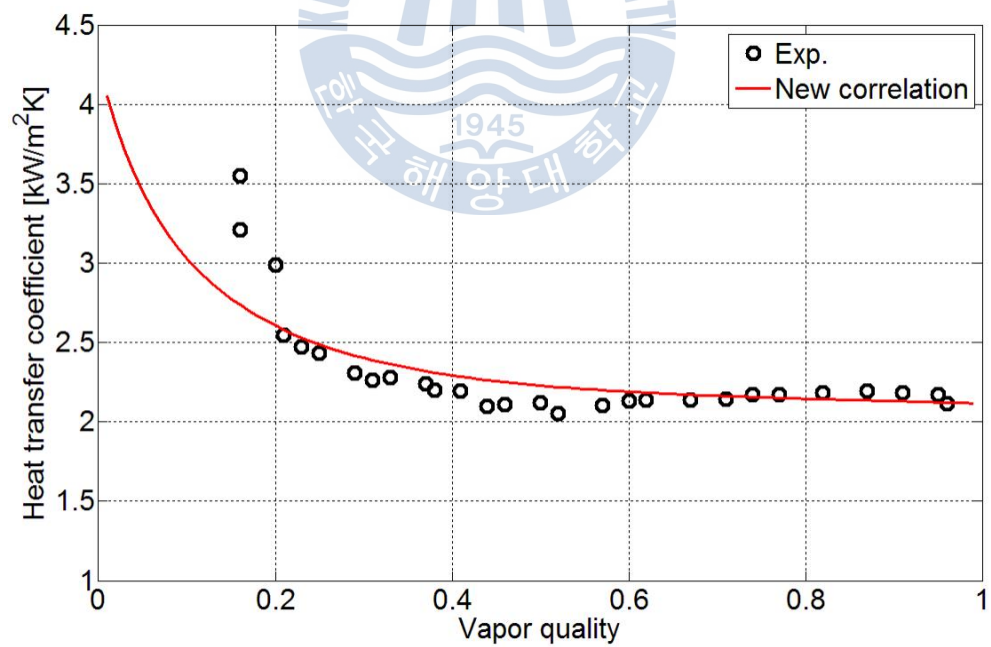
$$h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5}$$

$$h_{nb} = 0.2 Re_l^{0.13} We_l^{-0.22} Bo^{-0.44} \frac{k_l}{D_h}$$

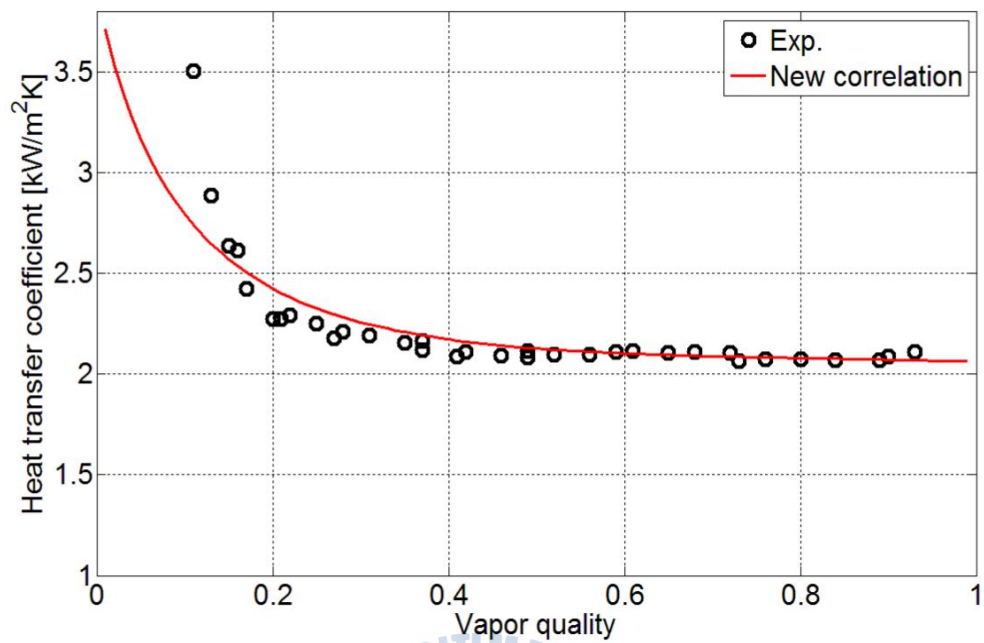
$$h_{cb} = 0.35 Re_l^{0.50} We_l^{-0.22} Co^{-0.42} \frac{k_l}{D_h}$$
(64)



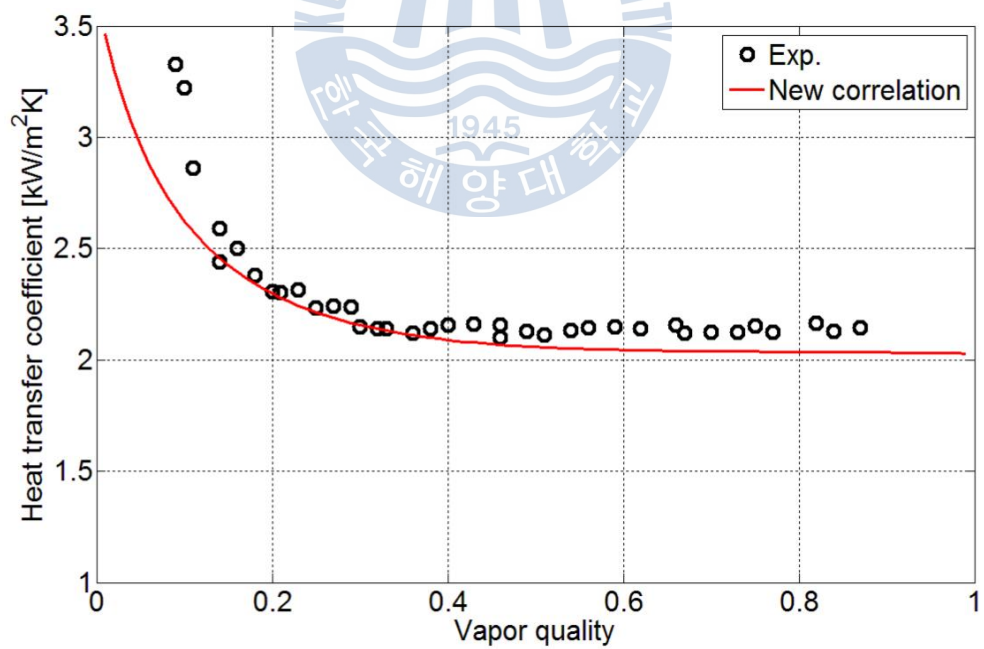
(a) $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$



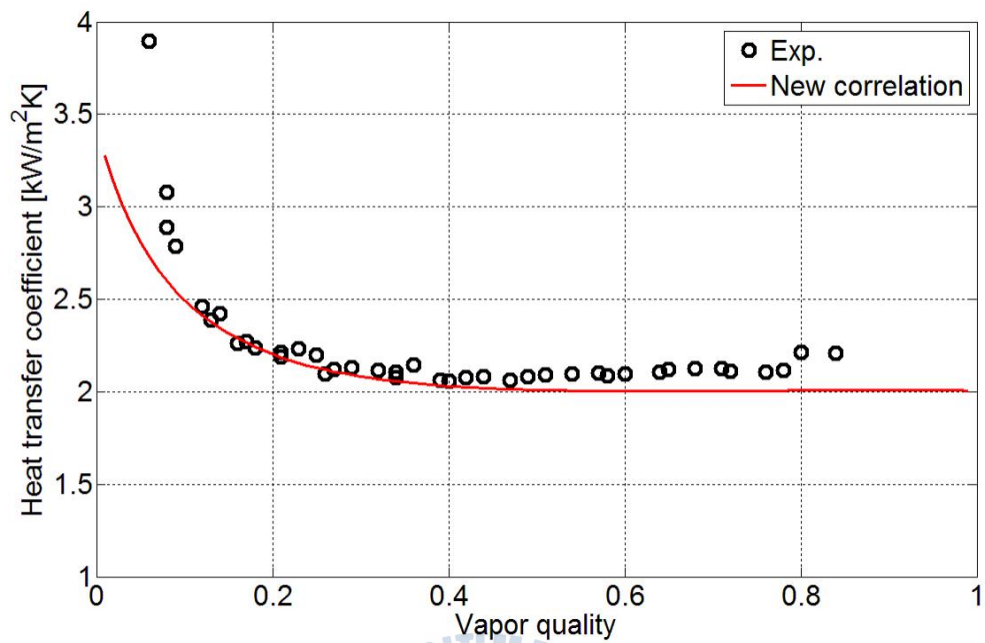
(b) $G=150\text{kg/m}^2\text{s}$



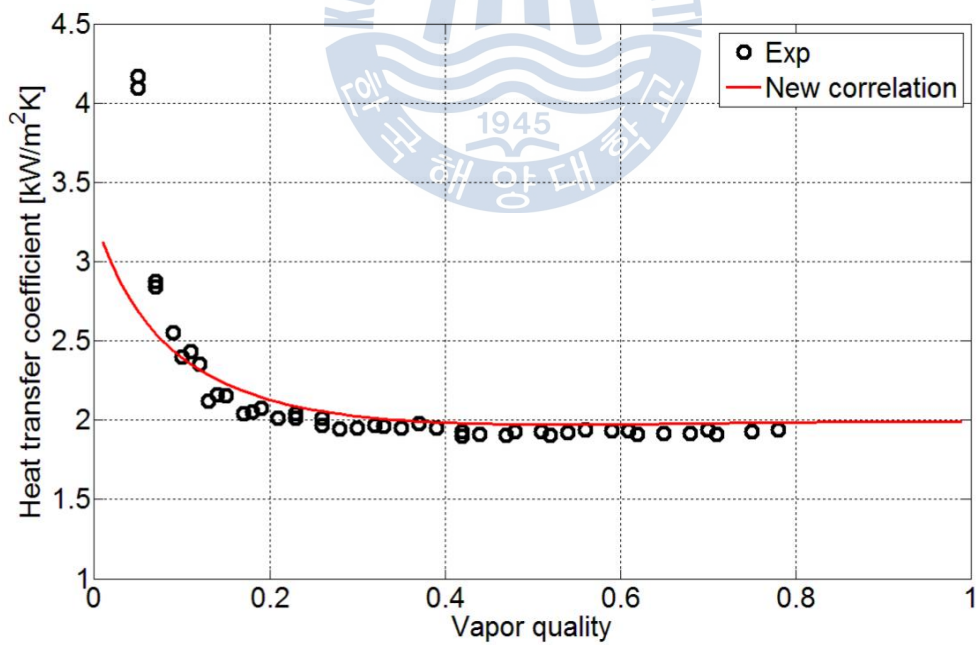
(c) $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$



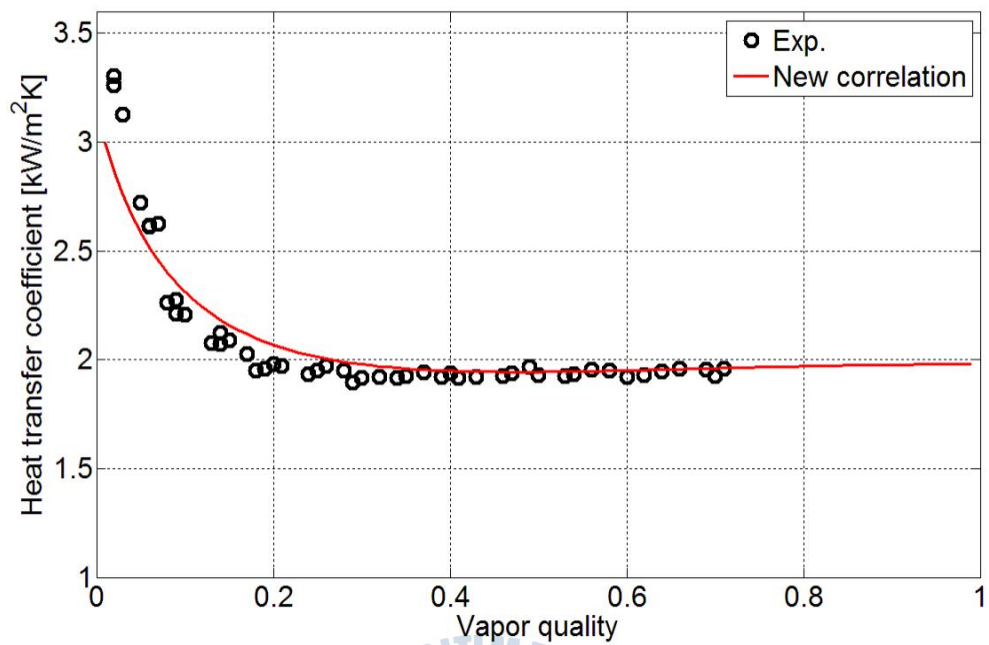
(d) $G=250\text{kg/m}^2\text{s}$



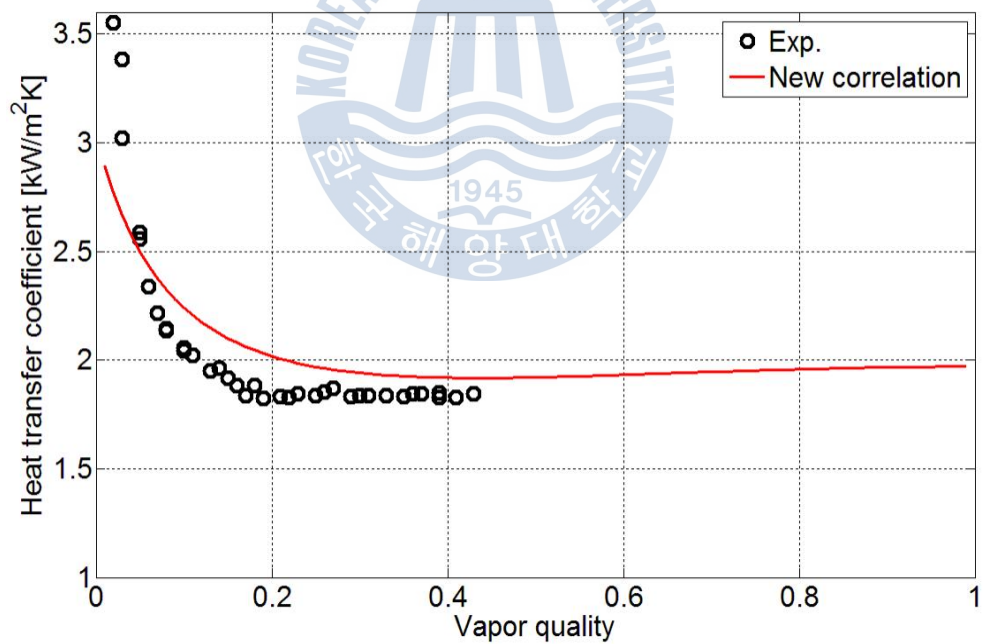
(e) $G=300\text{kg/m}^2\text{s}$



(f) $G=350\text{kg/m}^2\text{s}$



(g) $G=400\text{kg/m}^2\text{s}$



(h) $G=450\text{kg/m}^2\text{s}$

Fig. 35 Comparison between predicted and measured heat transfer coefficient with respect to vapor quality

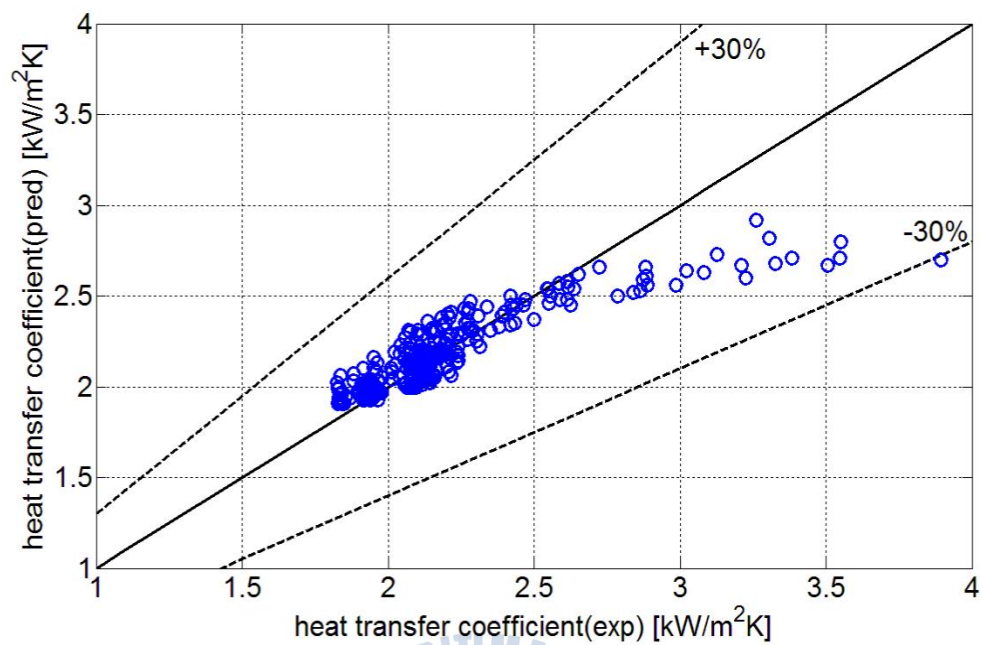


Fig. 36 Comparison of predicted by new correlation and measured heat transfer coefficient



6.3 요약

본 장에서는 마이크로 채널에서의 2상 유동 비등 열전달에 관한 실험을 수행하였으며, 실험 결과를 8개의 기존의 상관식들과 비교하였다. 그리고 2상 유동 비등 열전달 특성을 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 마이크로 채널에서의 비등 열전달 계수는 $100\text{-}300\text{kg/m}^2\text{s}$ 의 질량유속에서는 질량유속에 크게 영향을 받지 않았으나, 그 이상의 질량유속에서는 질량유속이 증가함에 따라서 열전달 계수는 감소하였다. 그리고 0.0-0.2 범위의 낮은 증기 건도 범위에서는 열전달 계수는 증기 건도가 증가할수록 급격하게 감소하였다. 하지만 약 0.2 이상의 증기 건도 범위에서는 열전달 계수는 증기 건도와는 무관하게 일정하게 유지되었다. 이러한 경향은 비등이 시작되고 낮은 증기 건도에서는 기포류와 슬러류가 주를 이루는 핵비등에 의한 열전달이 주요 메커니즘으로 작용하는 것을 의미한다. 또한 증기 건도가 증가할수록 열전달 계수는 더 이상 감소하지 않고 일정한 값을 유지하는데 이것은 슬러류에서 환상류로 천이되어 강제 대류 비등에 의한 열전달의 효과가 증가하여, 결국 핵비등과 강제 대류 비등이 복합적으로 이루어지고 있음을 의미한다.
2. 기존의 상관식들은 대부분 증기 건도의 증가에 따라서 열전달 계수가 증가하는 것으로 예측하였다. Warrier, et al.(2002)의 상관식은 낮은 질량유속에서는 다른 상관식들과 마찬가지로 증기 건도가 증가할수록 열전달 계수 또한 증가한다고 예측하였으나, 높은 질량유속에서는 실험에서와 같이 낮은 증기 건도 범위에서 감소하는 열전달 계수의 경향을 예측하였다. 하지만 전체적으로 기존의 상관식들은 본 연구의 실험 결과를 정확하게 예측하지 못하였다. 이것은 각 상관식들이 개발된 실험 조건의 차이에서 비롯된 것으로 사료된다. 즉, 채널의 크기와 작동 유체 및 실험 조건의 차이로 인해서 열전달 특성을 결정짓는 요소의 비중과 비등 열전달 메커니즘이 달라지기 때문이다.
3. 본 실험의 열전달 계수를 정확하게 예측하기 위해서 아래와 같이 열전달 계수를 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소로 나누어 계산하였다. 핵비등

요소를 계산하기 위해서 Reynolds number, Weber number, boiling number를 사용하여 상관식을 정의하였으며, 강제 대류 비등 요소를 계산하기 위해서 Reynolds number, Weber number, convection number를 사용하여 상관식을 정의하였다. 새로운 상관식은 낮은 증기 건도 범위에서 급격하게 감소하다가 일정 건도 이상에서 일정하게 유지되는 열전달 계수의 변화 경향과 낮은 질량 유속에서 핵비등의 영향이 상대적으로 높은 건도까지 강하게 유지되고 있는 현상을 비교적 정확하게 예측하였으며, 본 실험 결과를 MAE 4.6%내에서 잘 예측하는 것으로 나타났다.

$$h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5}$$

$$h_{nb} = 0.2 Re_l^{0.13} We_l^{-0.22} Bo^{-0.44} \frac{k_l}{D_h}$$

$$h_{cb} = 0.35 Re_l^{0.50} We_l^{-0.22} Co^{-0.42} \frac{k_l}{D_h}$$



제 7 장 결 론

본 연구에서는 마이크로 채널에서 FC-72의 2상 유동 비등 시 압력강하 특성과 열전달 특성에 관한 실험적인 연구를 수행하였으며, 실험에 앞서 CFD 수치해석을 이용하여 마이크로 채널에서의 균일한 유동 분배를 확인하였다. 그리고 CFD 수치해석 결과를 바탕으로 매니폴드를 포함한 마이크로 채널을 설계·제작하였다. 수치해석과 실험에서 얻은 결론을 다음과 같이 각 장별로 정리하였다.

[4장 - 병렬 마이크로 채널의 설계 및 수치해석]

1. 채널에서의 압력분포와 속도분포는 질량 유속이 낮을수록, 그리고 채널의 길이가 길어질수록 고르게 나타났다. 채널의 길이가 길어질수록 채널에서의 압력강하가 매니폴드에서 발생하는 압력강하에 비해서 상대적으로 커지기 때문에 매니폴드의 형상에 의한 영향이 줄어들며, 채널간의 압력분포 또한 균일해진다.
2. 채널별 속도 분포 경향은 주로 매니폴드 형상에 의해 결정되는데 S-type 매니폴드는 입구와 근접한 채널에서 낮은 속도를 가지며 출구측으로 갈수록 속도는 증가하였다. I-type 매니폴드는 중간에 위치한 채널에서 높은 속도를 가지며 양 끝으로 갈수록 속도는 감소하였다.
3. 본 연구에서는 입·출구 사이에 차압 측정을 위한 매니폴드를 별도로 제작하여 차압을 측정하였다. 이때 측정된 차압은 채널에서 발생하는 순수한 압력강하로 볼 수 있으며, 입·출구 손실, 곡관 손실, 돌연 확대·축소관 손실 그리고 유체역학적 입구영역에서 발생하는 부차적 손실 등을 포함하지 않는다. 이에 대해서 수치해석의 결과는 실험에서 얻어진 결과와 대체적으로 일치하였다.

[5장 - 2상 유동 압력강하]

4. 총 압력강하와 마찰 압력강하는 증기 건도와 질량유속이 증가함에 따라서 증가하였으며, 마찰 압력강하는 건도 0-0.6 범위에서 증가폭이 두드러지게 나타난 후 높은 건도에서는 증가폭이 감소하는 경향이 나타났다. 이것은 건도가 증가함에 따라서 전체 압력강하에서 가속에 의한 압력강하의 비중이 커지기 때문이다.
5. 전반적으로 매크로 채널에서 개발된 상관식들(Homogeneous model, Lockhart and Martinelli, 1949; Muller-Steinhagen and Heck, 1986)은 본 연구의 실험 결과에 비해서 마찰 압력강하를 높게 예측하였다. 일반적으로 마이크로 채널에서는 좁은 수력직경으로 인해서 높은 질량유속에서도 낮은 Reynolds number가 나타나며, 이에 따라서 마이크로 채널에서의 유동의 경우 대부분 층류 유동장에 해당된다. 매크로 채널에서의 상관식들은 이러한 유동장의 특성을 충분히 반영하지 못하는 것으로 나타났다.
6. 마이크로 채널에서 개발된 상관식들(Mishima and Hibiki, 1996; Sun and Mishima, 2009a; Qu and Mudawar, 2003a; Kim and Mudawar, 2013a; Hwang and Mudawar, 2006; 최용석 등, 2014)은 마이크로 채널의 좁은 수력직경으로 인해서 나타나는 현상들을 반영하였다. 기존의 상관식들 중에서 Hwang and Kim의 상관식과 최용석 등의 상관식은 각각 MAE 15.6%, 12.0%내에서 실험결과를 비교적 잘 예측하였다.
7. 실험에 의해 얻어진 2상 마찰 승수는 증기 건도가 증가함에 따라서 증가하였다. 본 연구에서는 증기 건도의 함수로 근사되는 Martinelli 변수를 이용하여 증기 건도의 영향을 고려해 주었으며, Reynolds number와 Weber number를 이용하여 관성력, 점성력 그리고 표면장력의 영향을 반영하는 새로운 상관식을 아래와 같이 개발하였다. 새로운 상관식에 의한 마찰 압력강하는 본 실험의 결과를 MAE 5.5%내에서 잘 예측하였다.

$$\phi_{lo}^2 = 0.57 Re_{lo}^{0.23} We_{lo}^{-0.12} X^{-0.42}$$

[6장 - 2상 유동 비등 열전달]

8. 0.0-0.2 범위의 낮은 증기 건도 범위에서는 열전달 계수는 증기 건도가 증가할수록 급격하게 감소하였으며, 약 0.2 이상의 증기 건도 범위에서는 열전달 계수는 증기 건도와는 무관하게 일정하게 유지되었다. 이러한 경향은 비등이 시작되고 낮은 증기 건도에서는 기포류와 슬러류가 주를 이루는 핵비등에 의한 열전달이 주요 메커니즘으로 작용하는 것을 의미한다. 또한 증기 건도가 증가할수록 열전달 계수는 더 이상 감소하지 않고 일정한 값을 유지하는데, 이것은 슬러류에서 환상류로 천이되어 강제 대류 비등에 의한 열전달의 효과가 증가하여, 결국 핵비등과 강제 대류 비등이 복합적으로 이루어지고 있음을 의미한다.
9. 기존의 상관식들은 대부분 증기 건도의 증가에 따라서 열전달 계수가 증가하는 것으로 예측하였으며, 전체적으로 기존의 상관식들은 본 연구의 실험 결과를 정확하게 예측하지 못하였다. 이것은 채널의 크기와 작동 유체 및 실험 조건의 차이로 인해서 열전달 특성을 결정짓는 요소의 비중과 비등 열전달 메커니즘이 달라지기 때문이다.
10. 본 실험의 열전달 계수를 정확하게 예측하기 위해서 아래와 같이 열전달 계수를 핵비등 요소와 강제 대류 비등 요소로 나누어 계산하였다. 핵비등 요소를 계산하기 위해서 Reynolds number, Weber number, boiling number를 사용하여 상관식을 정의하였으며, 강제 대류 비등 요소를 계산하기 위해서 Reynolds number, Weber number, convection number를 사용하여 상관식을 정의하였다. 새로운 상관식은 건도와 질량유속의 변화에 따른 열전달 계수의 변화 경향을 비교적 정확하게 예측하였으며, 본 실험 결과를 MAE 4.6%내에서 잘 예측하는 것으로 나타났다.

$$h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0.5}$$

$$h_{nb} = 0.2 Re_l^{0.13} We_l^{-0.22} Bo^{-0.44} \frac{k_l}{D_h}$$

$$h_{cb} = 0.35 Re_l^{0.50} We_l^{-0.22} Co^{-0.42} \frac{k_l}{D_h}$$

참고문헌

- 강병하, 김서영, 2001. 액체수소 저장 기술, *Journal of Korean Hydrogen Energy Society*, 12(2), pp.87-102.
- 노순영, 이영우, 강경석, 최상진, 김중욱, 2008. 수소저장 기술특성 및 특허분석에 의한 기술동향, *한국수소 및 신에너지학회 논문집*, 19(1), pp.90-102.
- 윤석호, 남기언, 김덕중, 최준석, 2009. 마이크로 채널 열교환기의 유동 균일분포를 위한 최적형상 설계, *대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회 논문집*.
- 임태우, 유삼상, 최형식, 김동혁, 2011. 마이크로 채널에서 물의 비등 열전달 특성, *한국마린엔지니어링학회 논문집*, 35(6), pp.750-756.
- 최용석, 임태우, 김유택, 김도엽, 2013. 병렬 마이크로 채널 형상에 따른 CFD 유동해석, *수산해양교육학회 논문집*, 25(5), pp.1102-1109.
- 최용석, 임태우, 유삼상, 2014a. 병렬 마이크로 채널에서 FC-72의 2상 유동 마찰 압력 강하 예측, *마린엔지니어링학회 논문집*, 38(7), pp.821-827.
- 최용석, 임태우, 유삼상, 최형식, 김환성, 2014b. 병렬 채널에서의 단상 유동 압력 강하 특성에 관한 실험 및 수치해석, *수산해양교육학회 논문집*, 26(5), pp.1090-1095.
- 허철, 김무환, 2006. 수평 사각 마이크로채널 내에서의 유동 비등 열전달, *대한기계학회 논문집 B권*, 30(11), pp.1043-1050.
- Bao, Z. Y., Fletcher, D. F. and Haynes, B. S., 2000. Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, pp.3347-3358.
- Chein, R. and Chen, J. H., 2009, Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance, *International Journal of Thermal Sciences*, 48, pp.1627-1638.
- Chisholm, D., 1967. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10, pp.1767-1778.
- Chisholm, D., 1973. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16, pp.347-348.

- Cho, E. S., Choi, J. W., Yoon, J. S. and Kim, M. H., 2010. Modeling and simulation on the mass flow distribution in microchannel heat sinks with non-uniform heat flux conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, pp.1341-1348.
- Churchill, S. W. and Usagi, R., 1972. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, *AIChE Journal*, 18, pp.1121-1128.
- Collier, J. G. et al., 1994. *Convective Boiling and Condensation*, 3rd Ed. Oxford University Press:New York.
- Commenge, J. M., Falk, L. Corriou, J. P. and Matlosz, M., 2002, Optimal design for flow uniformity in microchannel reactors, *AIChE Journal*, 48(2), pp.345-358.
- Facchini, B., Ferrara, G. and Innocenti, L., 2000, Blade cooling improvement for heavy duty gas turbine: the air coolant temperature reduction and the introduction of steam and mixed steam/air cooling, *International Journal of Thermal Sciences*, 39(1), pp.74-84.
- Ghiaasiaan, S. M., 2008. *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation*, Cambridge University Press:New York
- Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E. and Segal, Z., 2006, Periodic boiling in parallel micro-channels at low vapor quality, *International Journal of Multiphase Flow*, 32, pp.1141-1159.
- Holman, J. P., 1989. *Experimental Methods for Engineering*, 5th Ed. McGraw-Hill:Singapore.
- Hwang, Y. W. and Kim, M. S., 2006. The pressure drop in microtubes and the correlation development, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp.1804-1812.
- Jang, Y. H., Park, C. S., Lee, Y. T. and Kim, Y. C., 2008. Flow boiling heat transfer coefficients and pressure drops of FC-72 in small channel heat sinks, *International Journal of Refrigeration*, 31, pp.1033-1041.
- Kandlikar, S. G., 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 112, pp.219-228.

- Kandlikar, S. G., 1991. A Model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 113, pp.966-972.
- Kandlikar, S. G., 2002. Two-phase flow patterns, pressure drop, and heat transfer during boiling in microchannel flow passages of compact heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 23(5), pp.5-23.
- Kandlikar, S. G., 2004. Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 126, pp.8-16.
- Kandlikar, S. G. et al., 2006. *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier:Oxford.
- Kew, P. A. and Cornwell, K., 1997. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering*, 17(8-10), pp.705-715.
- Klein, D., Hetsroni, G. and Mosyak, A., 2005, Heat transfer characteristics of water and APG surfactant solution in a micro-channel heat sink., *International Journal of Multiphase Flow*, 31, pp.393-415.
- Kim, S. M. and Mudawar, I., 2012a. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, pp.3246-3261.
- Kim, S. M. and Mudawar, I., 2012b. Consolidated method to predicting pressure drop and heat transfer coefficient for both subcooled and saturated flow boiling in micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, pp.3720-3731.
- Kim, S. M. and Mudawar, I., 2013a, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini/micro-channel saturated flow boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58, pp.718-734.
- Kim, S. M. and Mudawar, I., 2013b, Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels - Part I. Dryout incipience quality, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58, pp.1226-1238.

- Kim, S. M. and Mudawar, I., 2013c, Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels - Part II. Two-phase heat transfer coefficient, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58, pp.1239-1256.
- Kitto, J. B. Jr. and Robertson, J. M., 1989. Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance, *Heat Transfer Engineering*, 10(1), pp.18-25.
- Lazarek, G. M. and Black, G. H., 1982. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25, pp.945-960.
- Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001a. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights, *International Journal of Multiphase Flow*, 27, pp.783-796.
- Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001b. Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios, *International Journal of Multiphase Flow*, 27, pp.2043-2062.
- Lee, H. S., Park, I. C., Mudawar, I. and Hassan, M. M., 2014a. Micro-channel evaporator for space applications - 1. Experimental pressure drop and heat transfer results for different orientations in earth gravity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, pp.1213-1230.
- Lee, H. S., Park, I. C., Mudawar, I. and Hassan, M. M., 2014b. Micro-channel evaporator for space applications - 2. Assessment of predictive tools, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, pp.1231-1249.
- Lee, J. S. and Mudawar, I., 2005a, Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I-pressure drop characteristics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, pp.928-940.
- Lee, J. S. and Mudawar, I., 2005b, Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II-heat transfer characteristics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, pp.941-955.
- Li, J. and Peterson, G. P., 2006, Geometric optimization of a micro heat sink with liquid flow, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 29(1), pp.145-154.

- Li, W. and Wu, Z., 2010a. A general criterion for evaporative heat transfer in micro/macro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, pp.1967-1976.
- Li, W. and Wu, Z., 2010b. A general correlation for adiabatic two-phase pressure drop in micro/mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, pp.2732-2739.
- Li, Y. Z., 2003, CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, *Cryogenics*, 43, pp.673-678.
- Lockhart, S. M. and Martinelli, R. C., 1949. Proposed correlation of data for isothermal two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*, 45, pp.39-48.
- Mahmoud, S., Al-Dadah, R., Aspinwall, D. K., Soo, S. L. and Hemida, H., 2011. Effect of micro fin geometry on natural convection heat transfer of horizontal microstructures, *Applied Thermal Engineering*, 31, pp.627-633.
- Marchi, C. H., Laroca, F., Silva, A. F. C. and Hinckel, J. N., 2004. Numerical solutions of flows in rocket engines with regenerative cooling, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 45, pp.699-717.
- Megahed, A., 2012. Local flow boiling heat transfer characteristics in silicon microchannel heat sinks using liquid crystal thermography, *International Journal of Multiphase flow*, 30, pp.55-65.
- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M. and Shah, R. K., 2000, Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design, *Applied Mechanics Reviews*, 53(7), pp. 175-193.
- Mishan, Y., Mosyak, A., Pogrebnyak, E. and Hetsroni, G., 2007. Effect of developing flow and thermal regime on momentum and heat transfer in micro-scale heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, pp.3100-3114.
- Mishima, K. and Hibiki, T., 1996. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 22(4), pp.703-712.

- Moustapha, H., Zelesky, M., Baines, N. C. and Japikse, D., 2003. *Axial and radial turbines*, Concepts NREC:Vermont.
- Mudawar, I., 2011. Two-phase microchannel heat sinks: Theory, applications, and limitations, *Transactions of ASME, Journal of Electronic Packaging*, 133, pp.041002-1-31.
- Mukherjee, S. and Mudawar, I., 2003. Pumpless loop for narrow channel and micro-channel boiling, *Journal of Electronic Packaging*, 125, pp.431-441.
- Mueller, A. C. and Chiou, J. P., 1988. Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 9(2), pp.36-50.
- Muller-Steinhagen, and Heck, K. A., 1986. A Simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chem. Eng. Process.*, 20, pp.297-308.
- National Aeronautics and Space Administration, 1978. *Review and status of liquid-cooling technology for gas turbines*, Lewis Research Center: NASA Technical Report No. TM-78-21.
- National Aeronautics and Space Administration, 1998. *Comparison of high aspect ratio cooling channel designs for a rocket combustion chamber with development of an optimized design*, Lewis Research Center: NASA Technical Report No. TM-1998-206313.
- Oh, H. K. and Son, C. H., 2011. Evaporation flow pattern and heat transfer of R-22 and R-134a in small diameter tubes, *Heat Mass Transfer*, 47, pp.703-717.
- Park, J. S., Lee, D. H., Rhee, D. H., Kang, S. H. and Cho, H. H., 2014. Heat transfer and film cooling effectiveness on the squealer tip of a turbine blade, *Energy*, 72(1), pp.331-343.
- Qu, W. and Mudawar, I., 2002. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp.2549-2565.
- Qu, W. and Mudawar, I., 2003a. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, pp.2737-2753.

- Qu, W. and Mudawar, I., 2003b. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, pp.2755-2771.
- Qu, W. and Mudawar, I., 2003c. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-II. Annular two-phase flow model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, pp.2773-2784.
- Revellin, R. and Thome, J. R., 2007. Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, pp.673-685.
- Shah, R. K. and London, A. K., 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Academic press:New York.
- Shah, M. M., 1976. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, *ASHRAE Trans*, 82, pp.66-86.
- Shah, M. M., 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and Further study, *ASHRAE Trans*, 88, pp.185-196.
- Sun, L. and Mishima, K., 2009a. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35, pp.47-54.
- Sun, L. and Mishima, K., 2009b. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, pp.5323-5329.
- Thome, J. R., 2004. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25, pp.128-139.
- Tonomura, O., Tanaka, S., Noda, M., Kano, M., Hasebe, S. and Hashimoto, I., 2004. CFD-based optimal design of manifold in plate-fin microdevices, *Chemical Engineering Journal*, 101, pp.397-402.
- Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., 1981. High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron Device Letters*, 2(5), pp.126-129.

- Tran, T. N., Wambsganss, M. W. and France, D. M., 1996. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *International Journal of Multiphase Flow*, 22(3), pp.485-498.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, 2nd Ed. Pearson Education Limited:Harlow.
- Visaria, M., Mudawar, I., Pourpoint, T., 2011a. Enhanced heat exchanger design for hydrogen storage using high-pressure metal hydride: Par 1. Design methodology and computational results, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, pp.413-423.
- Visaria, M., Mudawar, I., Pourpoint, T., 2011b. Enhanced heat exchanger design for hydrogen storage using high-pressure metal hydride: Par 2. Experimental results, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, pp.424-432.
- Wambsganss, M. W., France, D. M., Jendrzejczyk, J. A. and Tran, T. N., 1993. Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube, *Journal of Heat Transfer*, 115, pp.963-972
- Warrier, G. R., Dhir, V. K. and Momoda, L. A., 2002. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, pp.53-64.
- Zivi, S. M., 1965. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 86, pp.247-251.